This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.
+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.
+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.
+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

Consignes d'utilisation

Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

Nous vous demandons également de:

+ *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.

+ *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.

+ *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.

+ *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

À propos du service Google Recherche de Livres

En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse `http://books.google.com`

MAURICE DEMOULIN

CONSTRUCTION DES MACHINES A VAPEUR FIXES ET MARINES

PARIS
BAUDRY & Cie EDITEURS

University of Wisconsin
LIBRARY
Class THB
Book .D39
T

TRAITÉ PRATIQUE

DE LA

CONSTRUCTION DES MACHINES A VAPEUR

FIXES ET MARINES

TRAITÉ PRATIQUE

DE LA

CONSTRUCTION DES MACHINES A VAPEUR

FIXES ET MARINES

RÉSUMÉ DES CONNAISSANCES ACTUELLEMENT ACQUISES SUR LES MACHINES A VAPEUR
CONSIDÉRATIONS RELATIVES AU TYPE DE MACHINE ET AUX PROPORTIONS A ADOPTER
DÉTERMINATION DES DIMENSIONS ET DES PROPORTIONS DES PRINCIPAUX ORGANES
ÉTUDE ET CONSTRUCTION DE CES ORGANES

PAR

MAURICE DEMOULIN
INGÉNIEUR DES ARTS ET MANUFACTURES

PARIS
LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE BAUDRY ET Cie, ÉDITEURS
15, RUE DES SAINTS-PÈRES, 15
MAISON A LIÈGE, 7, RUE DES DOMINICAINS

1895

37511
27 My '96
THB
·D39
T

69 50721

PRÉFACE

On ne saurait mettre en doute que s'il existe des connaissances, ayant trait à la construction des machines, qui ne sauraient s'apprendre dans les livres, il y en a beaucoup d'autres en revanche qui pourraient s'y apprendre et que, le plus souvent, on n'y trouve pas. C'est cette lacune que nous nous sommes efforcé de combler.

L'auteur se rappelle les difficultés qu'il a éprouvées lorsqu'il lui a fallu acquérir peu à peu, sans ordre ni méthode, des connaissances qu'on ne peut donner dans les Ecoles et sur lesquelles la plupart des Traités sont muets. Il sera heureux s'il a pu éviter quelques-unes de ces incertitudes aux jeunes ingénieurs de l'avenir.

Nous avons tenté de résumer dans cet ouvrage les connaissances pratiques indispensables aux personnes qui débutent dans la construction mécanique. Nous regretterions vivement que l'on pût nous attribuer la prétention de l'avoir écrit pour les gens du métier auxquels nous ne ferions que rendre ce que nous leur avons emprunté. C'est chez eux que nous avons puisé les documents qui nous ont servi et les exemples que nous avons choisis ; ce sont leurs conseils qui nous ont éclairé.

Nous espérons que le débutant, pénétré des sujets traités dans ce volume, se trouvera un peu mieux armé et capable d'entreprendre, sous la direction de chefs compétents, des études variées de machines à vapeur. Il y trouvera, résumées sous une forme aussi succincte que possible, des connaissances qui lui rendront plus facile sans doute l'intelligence des plans qu'il examinera et des opérations auxquelles il assistera dans les ateliers. Il pourra d'autant

mieux les développer par la pratique journalière qu'il se trouvera déjà guidé et verra mieux dans quel sens il doit appliquer ses efforts et sa réflexion.

Le présent Traité n'est pas un ouvrage didactique sur la machine à vapeur. Il est rédigé dans un esprit entièrement pratique et ne renferme pas les sujets ordinairement examinés dans les Cours auxquels il doit surtout servir de complément. Il suppose que le lecteur est déjà au courant du fonctionnement général de la machine à vapeur et en connaît la théorie. Nous y avons résumé, outre certaines règles théoriques indispensables pour l'étude d'un avant-projet, une partie des connaissances pratiques qui ne s'acquièrent en général que par une assez longue expérience. On y trouvera les notions nécessaires à l'exécution d'un projet de machine à vapeur, les considérations qui peuvent servir de guide dans le choix du type à adopter, la détermination des dimensions principales, l'étude des proportions à donner aux organes et des détails de construction.

Nous avons, par exception, condensé, dans le premier chapitre, les connaissances principales actuellement acquises sur la machine à vapeur et les perfectionnements récemment réalisés dans leur construction, même au point de vue théorique. Il nous a paru indispensable en effet d'éclairer au début le lecteur et de le mettre en garde contre certaines tentatives ou innovations, soit déjà appliquées ou peu avantageuses, soit contraires aux lois scientifiques et incontestables qui président à la production des phénomènes dont dépend le fonctionnement des machines à vapeur.

Nous avons cherché à dégager les faits importants qui ont surtout occupé les thermodynamistes et les ingénieurs depuis une vingtaine d'années et à les présenter sous une forme concise et méthodique, sans entamer de discussion sur les points douteux et sans avoir recours au calcul.

Dans le second chapitre, nous avons exposé les faits principaux qui peuvent influencer l'ingénieur dans le choix du type de machine dont l'adoption s'impose suivant les circonstances.

Le troisième chapitre, est consacré à la détermination des éléments principaux de la machine et au calcul du volume du cylindre. On y trouvera un exposé des méthodes servant à déterminer la valeur de l'ordonnée moyenne dans les cylindres des machines à simple et à multiple expansion, et, pour ces dernières, les rapports des différents cylindres.

Dans les chapitres suivants, nous étudions successivement le mode de

construction des principaux organes des machines à vapeur en y joignant des règles pratiques relatives aux proportions qu'il convient de leur donner. Nous pensons que l'on y trouvera tous les éléments nécessaires pour l'exécution d'un projet.

Nous ne nous sommes pas borné à la pratique française ; nous avons cherché quelques exemples à l'étranger, notamment aux États-Unis en ce qui concerne les machines fixes, et en Angleterre pour les appareils de navigation. La connaissance, même limitée de ce qui se fait à l'étranger, élargit le champ des observations et par conséquent de l'expérience.

Nous avons tenu à ce que cet ouvrage soit abondamment pourvu de dessins, tous réduits d'après des plans de construction et qui en disent souvent plus qu'une longue description. Même lorsqu'ils sont à petite échelle, ces dessins sont conformes à l'exécution et reproduisent fidèlement les détails de construction.

Quoique ce Traité ne soit en rien un ouvrage de compilation et renferme surtout des faits d'expérience et de pratique nous avons cependant fructueusement consulté quelques ouvrages ou revues techniques dont on trouvera les titres ci-dessous [1].

[1] *Les Machines Marines*, Bienaymé. — *Traité de la Machine à vapeur*, Thurston. — *Marine Engineering*, Seaton. — *Elements of Machine Design*, Unwin. — *Steam Engine*, Cotterill. — *Engineering*. — *Engineer*. — *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*.

TRAITÉ PRATIQUE

DE LA

CONSTRUCTION DES MACHINES A VAPEUR

FIXES ET MARINES

CHAPITRE PREMIER

RÉSUMÉ DE L'ÉTAT ACTUEL DES CONNAISSANCES RELATIVES A LA MACHINE A VAPEUR

Exposé des progrès réalisés dans ces dernières années au point de vue du régime économique et dans l'application matérielle des indications de la théorie. — Conditions propres à accroître le rendement. — Rendement thermodynamique. — Rendement thermique. — Rendement mécanique.

Amélioration du rendement thermodynamique.

Amélioration du rendement thermique. — Moyens propres à réduire les pertes internes et externes de la machine à vapeur. — Analyse des phénomènes entraînant les pertes internes et des dispositions les plus propres à les réduire. — Séchage et surchauffage de la vapeur, augmentation de la vitesse du piston, adoption du mode compound et de ses dérivés. — Application de l'enveloppe de vapeur aux machines compound et à triple expansion.

Amélioration du rendement mécanique.

1. — La Machine à Vapeur, théoriquement et pratiquement, quoi qu'on en ait pu dire, n'est pas arrivée à sa dernière expression ; elle est encore susceptible de nombreux perfectionnements et il serait bien présomptueux de croire que tout est dit en ce qui la concerne.

Il n'y a pas d'impossibilité théorique, pour ne citer qu'un exemple, à ce que les pressions ne subissent encore un accroissement assez considérable et à ce que l'emploi de la surchauffe de la vapeur poussée, par de nouveaux procédés, beaucoup plus loin qu'on peut être porté à le croire actuellement, vienne prêter à l'ingénieur un précieux concours. On pourrait alors obtenir avec des machines simples, monocylindres, sans enveloppe de vapeur, des résultats

plus satisfaisants que n'en donnent aujourd'hui les meilleures machines à double et triple expansion. Aucun fait actuel n'autorisant toutefois à préjuger ainsi de l'avenir, contentons-nous de constater avec satisfaction les nombreux progrès réalisés depuis peu d'années et qui constituent déjà un acquis considérable.

Nous nous proposons, dans ce chapitre, de résumer l'état actuel des connaissances concernant la machine à vapeur et de passer en revue les principaux perfectionnements réalisés dans ces dernières années.

2. — Si aucune découverte Importante concernant la machine à vapeur n'a été réalisée depuis de longues années, en revanche, les théories, seulement ébauchées, ont définitivement pris corps à la suite d'observations suivies et d'expériences continuelles. En outre les faits, déjà connus il y a une douzaine d'années, mais seulement admis par quelques thermodynamistes, ont été vulgarisés et ne sont plus guère discutés, même des praticiens.

Les progrès réalisés dans ces dernières années et qui sont les fruits de l'étude rationnelle dont les machines à vapeur ont été l'objet, peuvent se ramener à deux categóries :

1° Progrès réalisés au point de vue du régime économique ;

2° Progrès réalisés dans l'application matérielle des indications de la théorie et dans la construction des organes.

La consommation, réellement intéressante au point de vue industriel, consiste dans la dépense de vapeur par cheval effectif sur l'arbre, ou, en un mot, par unité de puissance disponible et susceptible d'être directement convertie en travail utile. Or, cette consommation dépend des différents rendements de la machine, envisagée à trois points de vue différents, qui se modifient mutuellement. Le rendement total étant égal à leur produit, toute amélioration de l'un d'eux se traduit par une diminution de la dépense de vapeur, mais le résultat final ne saurait être avantageux dans toute la limite du possible que si chacune des utilisations est maximum dans les conditions données du fonctionnement.

Nous avons donc à envisager trois utilisations différentes de la machine à vapeur : Le *Rendement Thermodynamique* R ; le *Rendement Thermique* R′, et le *Rendement Mécanique* R″, dont nous examinerons successivement les variations au cours des progrès réalisés, après avoir défini le rôle et l'importance de chacun d'eux.

Le premier de ces rendements, R, est relatif à la *machine idéale*, supposée comporter un cylindre non conducteur de la chaleur et envisagée au seul point de vue thermodynamique ; le second, R′, mesure l'utilisation de la

machine réelle possédant un cylindre *métallique* et par conséquent *bon conducteur*, par rapport à l'énergie utilisable contenue dans la *vapeur dépensée*. Il en résulte que le rendement d'une machine dont la puissance est évaluée en travail indiqué sur le piston sera $R \times R'$. Le troisième rendement, R'', détermine le rapport existant entre le travail indiqué et le travail effectif. Le rendement total sur l'arbre sera donc égal au produit $R \times R' \times R''$.

Nous allons donc successivement étudier ces trois rendements et les perfectionnements qui ont contribué à les améliorer et semblent indiquer la voie qu'il faut suivre désormais pour obtenir de nouveaux progrès.

Cette étude devra contenir trois paragraphes distincts traitant respectivement :

1° *De l'amélioration du rendement thermodynamique* due à l'accroissement progressif des pressions ;

2° *De l'amélioration du rendement thermique* due : à l'emploi fréquent et plus judicieux du mode compound et de ses dérivés, à l'emploi plus rationnel de l'enveloppe à vapeur, de la compression et de la surchauffe, et à l'augmentation assez générale de la vitesse de piston ;

3° *De l'amélioration du rendement mécanique* due : à divers perfectionnements de détail, à une meilleure étude de l'ensemble et à certaines dispositions ayant pour effet de rendre le graissage plus certain ou plus abondant.

AMÉLIORATION DU RENDEMENT THERMODYNAMIQUE

3. — La Thermodynamique constitue une science depuis longtemps établie, du moins quant à ses principes généraux, science surtout mathématique, bien qu'elle repose sur l'expérience. Elle intervient à la base de la théorie de la machine à vapeur, d'une manière précise et définie, qui ne permet aucune spéculation, et dont on peut brièvement résumer la philosophie. Nous n'y consacrerons que quelques lignes, malgré l'importance du sujet, parce qu'il nous semble que, en dehors de l'augmentation des pressions, la thermodynamique pure ne laisse guère entrevoir de progrès nouveau de la machine à vapeur. Elle limite, d'une manière rigoureuse et facile à calculer, le rendement théorique de la machine *idéale* supposée exempte de pertes internes ou externes, et, à plus forte raison, l'utilisation de la machine réelle telle que l'ingénieur peut la construire, avec les matériaux dont il dispose.

Disons toutefois que si, de ce côté, la théorie n'avait plus de progrès sensible à subir depuis longtemps, il en est tout autrement de la pratique, et que l'augmentation constamment progressive des pressions, a été l'un des facteurs les plus importants de l'amélioration du régime économique des machines à vapeur, dans les dix ou douze dernières années.

La thermodynamique nous apprend que le rendement de toute machine thermique dans laquelle le fluide évolue suivant le cycle Carnot est donné par la relation $\frac{T-t}{273+T}$ où les températures initiale et finale du fluide, T et t, sont exprimées en degrés centigrades. Cette formule, qui résume, sous une forme aussi simple que possible, une des principales lois régissant, au point de vue thermodynamique, le fonctionnement des moteurs thermiques, revient à dire que le rendement thermodynamique d'une machine à vapeur idéale augmente avec la différence des températures de la vapeur à son entrée et à sa sortie du cylindre. La vapeur étant supposée, dans l'espèce, assimilable à un gaz parfait.

La température finale, qui est celle du condenseur ou de l'atmosphère, suivant que la machine est ou non à condensation, étant sensiblement la même pour les appareils du même genre, il faut, pour améliorer le rendement, accroître le plus possible la température initiale, ou, ce qui revient au même pour la vapeur saturée, la pression de la vapeur employée. Toutefois, au-delà d'une certaine limite atteinte aujourd'hui dans quelques applications, le rendement de la machine à vapeur ne croît plus que lentement avec les pressions, parce que les températures de la vapeur à haute tension n'augmentent pas, tant s'en faut, dans le même rapport que les pressions. Ainsi, pour une machine à condensation, le rendement thermodynamique ne passe que de 0,275 à 0,297 quand la pression initiale passe de 12 à 16 atmosphères. Théoriquement, le condenseur est plus avantageux puisqu'une différence de contrepression, sous le piston, de 0,^{k}9 environ, produite par son emploi, augmente l'écart de température de 46° environ et accroît le rendement théorique de 39 p. 0/0 pour des machines fonctionnant à une pression initiale de 8^{k}. Malheureusement, il n'en est pas de même en pratique et la machine à condensation est, à certains points de vue, plus imparfaite que la machine sans condensation, de sorte que l'on ne recueille qu'une faible partie de cet excès de travail théoriquement utilisable.

Voyons maintenant, dans quelle mesure ont été réalisés depuis une quinzaine d'années, les progrès dans cette voie.

On peut admettre qu'il y a quinze ans les pressions de régime ne dépassaient guère 5 kil. en moyenne. Le rendement théorique ressortait à

$$R = \frac{159-61}{273+159} = 0{,}227,$$

pour les machines à condensation, et

$$R = \frac{159-106}{273+159} = 0{,}122,$$

pour les machines sans condensation.

Actuellement, la pression de régime la plus usuelle pour les appareils fixes est de 7 kil., ce qui correspond à :

$$R = \frac{171 - 61}{273 + 171} = 0{,}247,$$

pour les machines à condensation, et à

$$R = \frac{171 - 106}{273 + 159} = 0{,}146,$$

pour les machines sans condensation, soit un bénéfice de 8,8 p. 0/0 dans le premier cas et de 19 p. 0/0 dans le second.

Avec les machines à triple expansion, fonctionnant à 10k,50, souvent employées actuellement, on obtient des rendements théoriques de

$$R = \frac{187 - 61}{273 + 187} = 0{,}273,$$

pour la machine à condensation, et de

$$R = \frac{187 - 106}{273 + 187} = 0{,}176,$$

pour les machines sans condensation, soit, par rapport aux rendements anciens, un bénéfice de 16,2 pour 0/0 dans le premier cas et de 31 p. 0/0 dans le second.

Ces chiffres parlent par eux-mêmes sans qu'il soit nécessaire de les commenter. Ajoutons que l'emploi du mode compound a permis, dans la plupart des cas, de profiter presqu'intégralement de cet accroissement d'utilisation.

AMÉLIORATION DU RENDEMENT THERMIQUE

4. — Contrairement aux Indications de la Théorie, la marche n'est pas en pratique, d'autant plus économique que la pression est plus élevée et la détente plus prolongée. Comme le démontrent l'expérience journalière et les nombreux essais effectués depuis quelques années, il existe à ce point de vue une très grande différence entre la machine réelle et la machine idéale.

Dans la première, à toute pression initiale donnée, correspond un degré de détente déterminé au-delà duquel la consommation de vapeur s'accroît notablement.

On sait que la dépense de vapeur de la machine réelle est beaucoup plus considérable que celle de la machine théoriquement parfaite et soumise à la seule perte thermodynamique. La cause de cette différence réside dans les pertes qui se produisent, soit dans le cylindre lui-même, soit en dehors de lui, dont les unes, que nous n'avons pas à considérer ici, sont dites inévitables, tandis que les autres sont au contraire susceptibles de réduction à la suite de certaines précautions.

Aucune machine à vapeur *réelle* ne saurait être parfaite, au point de vue *thermique*, par suite des pertes suivantes auxquelles elle est soumise dans la pratique par les conditions mêmes de son fonctionnement :

(1) Pertes par rayonnement et conductibilité extérieure.

(2) Pertes par transmission de chaleur à la vapeur d'échappement ou par rayonnement et conductibilité internes.

(3) Pertes provenant de l'influence des espaces morts et du laminage de la vapeur.

(4) Pertes par application défectueuse de la chaleur à l'eau d'alimentation.

(5) Pertes par application défectueuse de la chaleur à la vapeur pendant la détente.

(6) Perte par détente incomplète.

(7) Perte par excès de contrepression.

Une de ces causes au moins étant inévitable ou peu susceptible de perfectionnements, nous n'en parlerons que pour mémoire et ne développerons que les progrès réalisés en vue de la diminution des pertes susceptibles de réduction.

Cette perte entièrement inévitable est due à l'application défectueuse de la chaleur à l'eau d'alimentation [1]. On sait que, dans la machine parfaite, la température de l'eau d'alimentation devrait être élevée par compression et non par application directe de la chaleur. Il serait nécessaire, pour qu'il pût en être ainsi, que la vapeur soit recueillie dans un condenseur à surface, avant de s'être condensée en entier, puis, au moyen d'une pompe jouant à la fois le rôle de pompe à air et de pompe alimentaire, comprimée jusqu'à ce que la condensation soit complète et que la pression ait atteint celle de la chaudière. Un tel procédé n'est guère possible que théoriquement et on ne doit pas s'étonner de ne constater aucun essai dans cette voie en raison de la difficulté qu'on rencontrerait dans son application et des inconvénients qu'il présenterait.

Dans toutes les machines à vapeur réelles, la condensation est effectuée à la température du condenseur et on élève la température de l'eau d'alimentation par l'application directe de la chaleur. Il est certain que la pompe alimentaire, présentant ainsi des dimensions plus faibles, le travail qu'elle absorbe est moindre; cet avantage est très largement compensé par la dépense de calorique nécessaire pour élever la température de l'eau.

Les plus grands progrès réalisés dans ces dernières années au point de vue de l'utilisation de la vapeur ont eu surtout pour but de diminuer les pertes désignées dans la classification précédente par les N^os^ (2) et (6) : *Pertes par transmission de chaleur à la vapeur d'échappement ; Pertes par détente incomplète*. Nons y insisterons plus particulièrement.

[1] Cotterill. — *Steam Engine*.

Dans toute machine à vapeur parfaite, la détente est prolongée de telle sorte que la pression, à la fin de l'expansion, corresponde exactement à la température qui règne au condenseur, ce qui n'est jamais possible dans les machines réelles. L'expansion réelle est toujours moins grande que dans les machines idéales, pour les raisons données plus loin et parce que la contre-pression sous le piston est fatalement supérieure à celle qui correspond à la température au condenseur. La perte qui en résulte n'est pas entièrement inévitable, comme nous le verrons plus loin ; on peut en diminuer les effets en effectuant la détente dans des conditions qui permettent de la prolonger davantage, toutefois elle subsiste toujours à un degré notable et n'est pas susceptible de réduction totale.

En réalité, aucune de ces causes de perte, à part celle qui est due à l'application défectueuse de la chaleur à l'eau d'alimentation n'est entièrement inévitable ni entièrement réductible, comme nous le verrons en les analysant plus loin ; elles se composent toutes de phénomènes complexes dont les uns entraînent des pertes dont on peut diminuer considérablement les effets, tandis que les autres restent irréductibles; il est donc difficile de faire sur ces bases une classification bien définie.

Nous allons succinctement analyser les phénomènes qui entraînent ces diverses pertes réductibles et exposer les progrès réalisés dans ces dernières années pour en diminuer les effets. Nous insisterons plus particulièrement sur les pertes dues à la conductibilité des parois internes du cylindre qui sont les plus importantes et ont été l'objet des plus grands perfectionnements.

5. — Perte par Conductibilité et Rayonnement Extérieurs. — Nous ne parlerons de cette perte que pour mémoire parce qu'elle est relativement peu importante et que nous n'avons à constater, dans sa réduction, que des progrès insignifiants dus à l'emploi plus rationnel et plus développé des substances isolantes pour envelopper les tuyaux de vapeur ou les cylindres. On a fait, depuis l'avant-dernière Exposition Universelle, une application assez générale de certains isolants peu répandus auparavant, tels que le liège, la toile d'amiante, le coton silicaté et certaines préparations diverses qui présentent surtout des avantages pratiques sous le rapport de la durée ou de leur adaptation aux hautes pressions.

Nous ferons simplement remarquer que l'adoption de certaines méthodes propres à diminuer l'action interne des parois, le mode compound par exemple, ont plutôt contribué à l'accroissement de cette perte, par suite de l'augmentation des surfaces exposées au rayonnement extérieur. Le bénéfice obtenu n'en reste pas moins réel, car la première de ces pertes est beaucoup plus énergique que la seconde.

6. — Perte par Conductibilité et Rayonnement Internes ou par Transmission de Chaleur à la Vapeur d'échappement. — L'analyse des différentes pertes diminuant le rendement de la *machine réelle* par rapport à celui de la *machine théoriquement parfaite* amène à cette conclusion que, des causes de pertes susceptibles de réduction, aucune ne présente une importance comparable à la présence, dans la machine réelle, d'un cylindre métallique bon conducteur de la chaleur et dont les parois jouent un rôle thermique des plus importants. C'est à l'étude de ces phénomènes que, depuis une vingtaine d'années, se sont le plus adonnés les spécialistes. On s'apercevra aussi que la plupart des progrès réalisés récemment dans la construction des machines à vapeur au point de vue de l'utilisation de la vapeur ont eu pour origine les perfectionnements suscités par ces travaux, même au point de vue thermodynamique, *puisque l'on n'a pu adopter avec économie les hautes pressions qu'après avoir rendu la machine à vapeur propre à leur utilisation dans des conditions pratiques avantageuses.*

C'est donc à diminuer l'effet des parois du cylindre que se sont attachés les ingénieurs et les constructeurs adonnés à cette étude. Celle-ci peut se ramener à l'examen des *Phénomènes relatifs aux Condensations Intérieures dans les cylindres* et des *Moyens propres à les réduire.*

Nous ne saurions en effet parler des progrès réalisés dans cette voie sans résumer brièvement les phénomènes eux-mêmes, cause des pertes que l'on se propose de pallier.

Il ne nous est pas possible d'analyser ici ni de développer en détail les immenses et nombreux travaux effectués depuis une douzaine d'années sur l'étude des condensations intérieures dans les cylindres. Nous nous contenterons de résumer les faits actuellement acquis, lesquels sont surtout le résultat de recherches effectuées depuis une quinzaine d'années. C'est en somme depuis cette date que l'on a pu formuler, en toute connaissance de causes, les lois qui régissent les phénomènes intéressants dont nous allons parler.

7. — Condensations Initiales. — C'est un fait depuis très longtemps reconnu que l'utilisation d'une machine à vapeur n'augmente pas indéfiniment, comme on pourrait le croire, lorsque l'on accroît la pression initiale et le degré de détente. C'est donc qu'une perte vient contrebalancer, et au-delà, le bénéfice dû à l'amélioration du rendement idéal, perte dont on attribue en toute certitude aujourd'hui la production aux « condensations initiales » et aux réévaporations pendant la détente et l'échappement qui en sont le corollaire.

Dans des expériences précises effectuées en 1884 au Creusot [1] sur une ma-

[1] Voir le rapport de M. Delafond, *Annales des Mines.*

chine Corliss, qui synthétisent et résument d'une manière parfaite tous ceux qui ont été effectués dans le même esprit, on a trouvé que, *pour chaque pression, il existe un rapport de détente déterminé assez peu élevé, pour lequel l'utilisation du fluide est maximum*, et, en outre, qu'il existe *pour les machines monocylindres, une pression maximum, variable suivant que le fonctionnement a lieu avec ou sans condensation, au-delà de laquelle la consommation de vapeur ne cesse d'augmenter*. On est ainsi arrivé à cette conclusion que, pour la machine considérée, fonctionnant à condensation et sans enveloppes de vapeur, l'allure *la plus économique* correspondait à une *pression initiale de* $4^{kil},50$ seulement.

En deçà, comme en dessous de cette pression, la consommation augmentait, mais elle devenait maximum pour une pression de $7^{kil},75$, la plus élevée que l'on ait réalisée au cours de ces essais.

Ces résultats sont vérifiés par la pratique courante et par de très nombreuses expériences.

D'autre part, l'analyse des phénomènes qui se passent à l'intérieur de la machine à vapeur a montré que le rendement réel s'écartait, dans une très large mesure, du rendement de la machine thermodynamiquement parfaite sans que cet écart puisse être attribué à des pertes extérieures.

Si l'on compare le volume de vapeur sortant d'un cylindre au volume de vapeur supposée sèche et à la pression finale, correspondant au poids d'eau d'alimentation dépensée, en tenant compte de ce qu'a pu fournir l'enveloppe de vapeur, quand il y en a une, on trouve invariablement que la première quantité est notablement inférieure à la seconde. Il en résulte que la vapeur, s'échappant à la fin de la course, doit contenir une assez grande quantité d'eau dont une partie se réévaporise pendant l'échappement, l'autre restant à l'état d'eau vésiculaire. Ce phénomène provient bien en partie des fuites autour du piston et de ce que la vapeur fournie par la chaudière est rarement sèche, mais la différence constatée est trop considérable pour être uniquement attribuable à ces causes secondaires. On est alors amené à cette conclusion qu'une partie de la vapeur, fournie par le générateur, doit se liquéfier à son entrée au cylindre pendant la période d'admission.

Ce fait est encore prouvé par la différence existant entre la consommation réelle de vapeur et celle qui correspond au diagramme d'indicateur. Ce dernier ne donne en effet que le poids de vapeur sensible, présent au cylindre. D'ailleurs les courbes d'indicateur montrent d'une manière certaine, qu'il se produit généralement vers la fin de la détente, une réévaporation sensible.

Nous espérons qu'on nous excusera de reprendre le sujet à son principe même, nous ne pouvons, en effet, parler des progrès réalisés sans résumer l'importance générale des phénomènes.

S'il était possible de construire une machine à vapeur dont la théorie

reste entièrement thermodynamique et à laquelle la perte d'énergie correspondrait simplement à celle qui nous est indiquée par la thermodynamique, cette théorie serait d'une grande simplicité et présenterait toutes les garanties d'exactitude sans que l'on soit contraint de recourir désormais à l'expérience. L'utilisation totale de la machine et les quantités absolues d'énergie calorifique, de vapeur et de combustible nécessaires *seraient simplement fonction des propriétés physiques de la vapeur, de sa température et du rapport de détente adopté*. L'ingénieur n'aurait plus à se préoccuper que de la quantité totale de chaleur cédée à la machine et des températures initiale et finale du fluide dans le cylindre. Il importerait peu que la machine fût ou non à enveloppe, monocylinde ou à détente fractionnée. En réalité, dans une telle machine, les rendements *thermodynamiques*, *thermiques* et *dynamiques* se confondraient en une seule utilisation facile à calculer.

Toutefois, il n'en est pas ainsi en pratique et l'expérience nous apprend que l'utilisation des machines réelles diffère largement de celle des machines idéales supposées posséder des cylindres non conducteurs de la chaleur et que c'est surtout à l'écart existant entre les deux rendements qu'est due l'utilisation variable des moteurs à vapeur, suivant leur type ou le mode de fonctionnement adopté.

La perte thermodynamique inévitable, celle qui persiste dans tout moteur thermique, quel que soit le fluide employé, est rarement, dans la machine à vapeur, inférieure aux 0.75 de la quantité totale d'énergie mise en œuvre. Quant aux pertes thermiques, qui viennent immédiatement après par ordre d'importance, elles varient des 0.15 aux 0.60 de l'énergie thermodynamiquement utilisable suivant la perfection de l'appareil.

Comme les fuites qui peuvent intervenir pour diminuer encore ce rendement sont faciles à éviter dans toute machine bien construite, il se trouve que les perfectionnements, dont la machine à vapeur est susceptible au point de vue thermique et indépendamment de son utilisation mécanique et de quelques perfectionnements relatifs au volume des espaces morts, porte précisément sur cette perte intérieure due à la conductibilité des parois internes des cylindres. On ne doit donc pas s'étonner de ce que l'attention des ingénieurs se soit, depuis quelques années, reportée presque exclusivement de ce côté.

Nous verrons que, par des artifices ingénieux, on est arrivé à réduire dans une large mesure, la perte importante que nous considérons, due à l'échange interne de calorique entre la vapeur et les parois du cylindre ou inversement.

Les phénomènes qui déterminent la production des condensations initiales sont, en apparence, d'une grande simplicité, mais donnent lieu, dans leur analyse détaillée, à d'intéressantes discussions.

Nous ne pouvons malheureusement, nous le répétons, entrer dans les développements que comporte le sujet et dans l'analyse des phénomènes si complexes qu'il comprend, ni étudier, par exemple, les lois de la variation des températures à l'intérieur des parois du cylindre. Nous nous contenterons de résumer les principaux faits établis, ceux surtout qui, indépendamment de toute recherche d'intérêt purement scientifique, ont permis de formuler des lois certaines formant aujourd'hui la base de la science pratique relative à la construction des moteurs à vapeur.

La vapeur d'admission, à son entrée au cylindre, vient en contact avec des parois dont la température est notablement inférieure à la sienne ; elle se condense donc en partie sur ces parois qu'elle échauffe. Or, pendant la détente et au cours de l'échappement, la pression à l'intérieur du cylindre diminuant progressivement, l'eau résultant de cette condensation, déposée sur les parois sous forme de rosée, se vaporise aux dépens de la chaleur précédemment fournie à ces parois qui retombent à leur température initiale et ainsi de suite. Nouvelle admission, nouvelle condensation, etc. En outre, une partie de cette eau peut ne pas se vaporiser pendant l'échappement, reste enfermée au cylindre, à la même température que les parois, et joue le même rôle qu'eux ; grâce à sa grande chaleur spécifique, elle absorbe, au moment de l'admission, une forte proportion de calorique, en entraînant également, de son côté, des condensations initiales. Celles-ci peuvent même augmenter à chaque coup de piston, l'eau s'accumulant au cylindre et ne pouvant se vaporiser entièrement pendant la détente et l'échappement. L'équilibre finit par s'établir lorsque la perte a atteint une valeur déterminée souvent très considérable ; elle n'est plus limitée que par l'insuffisance de la réévaporation pendant l'échappement qui ne permet pas le refroidissement suffisant de cette eau. On voit déjà l'influence que peut avoir de ce côté, sur la production de ces phénomènes, la vitesse du piston.

Il est évident, *à priori*, et l'expérience le démontre, que l'importance de ces phénomènes est d'autant plus grande que l'écart total des températures pendant la détente est plus considérable, que la vitesse et la contrepression sont plus faibles, les surfaces meilleures conductrices de la chaleur et jusqu'à un certain point, la vapeur plus humide. Une partie de ces conditions dépend de la machine elle-même, l'autre de l'état du fluide.

On peut dire, en résumé, que l'utilisation d'une machine à vapeur est une fonction déterminée de la différence entre les températures initiale et finale au cylindre, de l'étendue des surfaces exposées aux variations de température et de la vitesse du piston. Or, la différence de température est une fonction variable des pressions et de la vitesse du piston ; de même, la vitesse détermine le temps alloué à la production du phénomène et l'étendue des surfaces exposées aux écarts de température est une fonction définie du volume

engendré par unité de poids de vapeur et de la forme du cylindre. Toutes ces conditions sont donc mutuellement dans une étroite dépendance.

La vapeur est un fluide bien meilleur conducteur de la chaleur que les gaz permanents et sa chaleur spécifique est beaucoup plus considérable, ce qui tend à faciliter, dans une large mesure, les échanges successifs de calorique entre le fluide moteur et les parois du cylindre ou inversement.

En outre, la vapeur n'est jamais parfaitement sèche et son degré d'humidité est sujet à des variations rapides et importantes.

La condensation de la vapeur sur les parois et le refroidissement qui en résulte par suite de réévaporation pendant la détente, se trouvent encore augmentés par ce fait, signalé depuis longtemps par Rankine et Clausius, qu'une portion de la vapeur doit, dans la détente adiabatique, se condenser en dégageant la quantité de calorique correspondant au travail mécanique alors développé. L'eau qui résulte de cette condensation vient encore par sa propre réévaporation augmenter l'effet des parois en entraînant, pendant la période d'échappement, un nouveau refroidissement.

On doit donc, dans l'étude des condensations intérieures, distinguer :

1° L'effet des parois du cylindre;

2° L'effet de l'eau restant au cylindre après l'échappement.

Il ne nous appartient pas de discuter ici s'il faut, avec Hirn, accorder aux parois du cylindre une influence prépondérante, ou, au contraire, avec Zeuner, attribuer à l'action de l'eau, emprisonnée dans le cylindre, un rôle plus important. L'essentiel, pour nous, consiste à exposer les phénomènes d'après les travaux les plus récents et les perfectionnements réalisés pour atténuer leur production.

Les surfaces affectées par les échanges calorifiques à l'intérieur du cylindre n'ont pas toutes la même activité ni la même influence pour la production des pertes. Les parties dont l'action se trouve la plus énergique sont : les fonds, les surfaces du piston, celles des conduits de vapeur et de la portion de cylindre qui constitue l'espace nuisible, lesquelles sont exposées à l'écart entier de température, depuis celle qui correspond à la pression initiale jusqu'à celle qui règne au condenseur. La perte est au contraire minimum pour les parties qui constituent le milieu du cylindre où cet écart est le plus faible.

L'importance des condensations initiales a été constatée à la suite de nombreuses expériences effectuées depuis quelques années. On en trouvera les résultats dans les ouvrages de Hirn, de Ledieu, d'Isherwood, d'English, de Thurston et de beaucoup d'autres expérimentateurs.

La valeur absolue des condensations initiales est souvent élevée et l'on a trouvé que, grâce à l'action alternative des échanges calorifiques, la cession ou l'absorption de chaleur par les parois du cylindre était presque douze fois

plus grande qu'à travers les surfaces de chauffe d'une chaudière à vapeur pour laquelle l'écoulement de chaleur a toujours bien le même sens. On a relevé dans des machines monocylindres, fonctionnant dans des conditions défavorables, des condensations initiales dépassant 50 °/₀ de la quantité totale de vapeur dépensée.

Dans la même machine, nous l'avons dit, ces condensations varient suivant la pression de régime, la vitesse du piston et le degré de détente. Nous résumerons pour fixer les idées à ce sujet les principaux faits d'expériences obtenus dans ces dernières années, et qui ont permis de passer des conjectures aux certitudes.

Pour montrer jusqu'à quel point les condensations initiales sont affectées par l'étendue de la détente, nous ne pouvons mieux faire que de citer les résultats obtenus récemment en Amérique par MM. Gately et Kletsch sur une machine monocylindre sans enveloppe

Admission	0,589	Condensations	intérieures	= 22,73
—	0,443	—	—	= 27,08
—	0,330	—	—	= 33,87
—	0,131	—	—	= 50,07

Le tableau suivant, résumé d'après M. Delafond et relatif aux essais effectués au Creusot, en 1884, sur une machine Corliss, nous fournit des documents intéressants :

PRESSION DE MARCHE	ADMISSIONS °/₀	CONDENSATIONS INITIALES °/₀	OBSERVATIONS
7k.75	0,040	53	Ces chiffres correspondent à la marche à condensation sans enveloppe.
»	0,125	39	
6.25	0,075	43	
»	0,105	35	
»	0,180	36	
4.50	0,059	39	
»	0,155	24	
»	0,250	13	
3.50	0,060	43	
»	0,150	25	
»	0,290	14	
2.50	0,182	31	
»	0,567	7	
»	Pleine admission.	0	

Pour un même rapport de détente, les condensations initiales semblent n'augmenter que lentement avec les pressions d'admission. Dans les expériences américaines citées plus haut, on n'a constaté, pour des pressions de $5^k,7$ et de $1^k,6$, qu'une différence de 6 °/₀ dans la valeur des condensations intérieures.

La vitesse a une influence beaucoup plus sensible. Les essais de MM. Gately et Kletsch ont donné les résultats suivants :

Nombre de tours par minute	Condensation pour 100
63	24,40
50	28,75
34	33,50

Les condensations initiales peuvent, d'après Cotterill, être approximativement représentées en fonction du degré de détente, pour une machine monocylindre sans enveloppe, par une hyperbole et, d'après Thurston, par une parabole ayant pour équation

$$x = a\sqrt{r}$$

où r représente le rapport de détente et a un coefficient ayant une valeur déterminée, constante pour toute machine donnée, compris entre $a = 0,200$ et $a = 170$ dans les conditions normales de fonctionnement, pour une machine Corliss, sans enveloppe de vapeur, et de dimensions moyennes.

En fonction de la vitesse, les condensations, d'après les mêmes auteurs, seraient représentées par une droite qui vient, dans le cas cité plus haut, couper l'axe des x en un point correspondant à une condensation de 45 °/₀, ce qui représenterait la condensation maximum pour une vitesse nulle. D'autre part, les condensations deviendraient nulles, si on prolonge la courbe vers le haut, pour une vitesse de 140 tours [1].

En 1880 [2], M. Smith a relevé, dans la température des parois intérieures d'un cylindre de locomotive, en opérant aussi près que possible de la surface intérieure, des écarts maxima de 78° C. variant en raison inverse de la vitesse.

Escher a trouvé que cette perte était, toutes choses égales d'ailleurs, proportionnelle à la racine carrée de la pression initiale.

MM. English et Cotterill ont démontré que les condensations initiales variaient suivant la racine carrée du temps alloué à la production du phénomène et proportionnellement à

$$\frac{s}{\sqrt{N}}$$

[1] La machine à laquelle s'appliquent ces chiffres possédait un cylindre unique de $0^m,90$ de diamètre et de $1^m,05$ de course.

[2] Voir Thurston : *Traité de la Machine à Vapeur*, Baudry et Cie, 1893.

où s représente l'étendue des surfaces avec lesquelles la vapeur vient en contact, dans le cylindre, au moment de l'admission et N le nombre de tours par unité de temps.

M. Thurston est aussi arrivé à l'expression générale

$$x = b\frac{\Delta T\sqrt{r}}{d\sqrt{N}}$$

où x représente la fraction de vapeur condensée, b une constante à déterminer pour chaque machine, ΔT l'écart de température, d le diamètre du cylindre, r le rapport de détente réel et N le nombre de tours par minute.

Cette expression paraît résumer assez complètement l'influence des différents éléments variables susceptibles de modifier les condensations initiales. Toutefois, comme en pratique, pour une machine donnée, la pression de marche et le nombre de tours sont généralement constants, c'est l'influence, sur les condensations initiales, du degré de détente, qui présente l'intérêt capital et doit avant tout attirer l'attention de l'ingénieur. Nous verrons que le principal progrès réalisé dans la construction des machines à vapeur, depuis une quinzaine d'années, a consisté à atténuer cette influence et à permettre de prolonger la détente sans amener la production de fortes condensations initiales.

Nous pourrions multiplier les exemples et citer un plus grand nombre de résultats d'expérience, mais il nous paraît inutile d'insister davantage sur des faits démontrés et que personne ne songe plus à mettre en doute : nous préférons arriver de suite aux progrès effectués dans le but de diminuer l'action de ces pertes.

Nous avons jusqu'ici considéré l'action des condensations initiales sans séparer l'effet des parois de celui des eaux de condensation présentes au cylindre à la fin de l'échappement et dont nous n'avons fait jusqu'ici que mentionner l'importance. Sans discuter à fond cette question il nous paraît utile de lui consacrer quelques lignes.

L'eau contenue dans le cylindre au commencement de l'échappement se compose, on le sait : 1° de l'eau entraînée et provenant des condensations initiales, non réévaporée pendant la détente ; 2° de l'eau vésiculaire résultant de condensations au cours de la détente adiabatique. La quantité qui en reste dans le cylindre après l'échappement est moindre grâce aux réévaporations à la fin de la détente et pendant l'échappement ; elle peut même être nulle. Dans ce cas, nous n'avons pas à nous en préoccuper, la seule perte subsistante étant due à l'effet des parois. Ce cas se présentera seulement d'ailleurs quand la vapeur d'admission sera relativement sèche et quand la détente ne sera pas très prolongée.

Toutefois, on est conduit à penser que, dans la majeure partie des cas,

les condensations l'emportent sur les réévaporations et que les parois sont, après l'échappement, recouvertes d'une mince couche d'eau qui empêche leur contact direct avec la vapeur d'admission.

Dans l'hypothèse où cette couche liquide reste adhérente aux parois, l'effet produit est le même que si les surfaces du cylindre étaient composées d'une substance mauvaise conductrice de la chaleur, la conductibilité de l'eau étant cent fois moindre que celle de la fonte.

En pareil cas donc, la présence de l'eau dans le cylindre n'implique pas une augmentation des condensations internes, au contraire.

Il n'en est pas toujours ainsi en pratique. L'eau, dès qu'elle est un peu abondante dans le cylindre, vient s'accumuler à la partie inférieure de ce dernier et se trouve, au moment de l'admission, projetée violemment dans les espaces morts par le mouvement du piston, dans un état de division qui peut être extrême. Ayant été, pendant l'échappement, refroidie par la réévaporation, cette eau vient s'ajouter à l'effet des parois et dans une proportion d'autant plus considérable qu'elle est en plus grande abondance et plus divisée.

Il est encore difficile, dans l'état actuel de la science, de définir exactement l'importance relative de l'action des parois et de l'eau présente au cylindre dont on ne peut évaluer avec précision le volume ou le poids. Il est toutefois impossible de poser *à priori* des principes infaillibles, car, suivant les cas considérés, l'une ou l'autre des causes de perte deviendra prédominante. Il paraît toutefois probable que l'action de la seconde sera d'autant plus considérable que la vapeur sera initialement plus humide, la détente plus grande amenant ainsi, pendant sa production, une condensation interne plus considérable, et le cylindre moins bien disposé pour le drainage de l'eau qui peut s'y accumuler.

L'énoncé seul des lois qui précèdent permet dès maintenant d'entrevoir la voie suivant laquelle doivent se diriger les efforts de l'ingénieur pour atténuer ces pertes.

8. — Etant données les causes mêmes du Phénomène, les moyens propres à en diminuer les effets devront avoir pour résultat de réduire :

1° *La conductibilité ou la chaleur spécifique du fluide ;*

2° *La conductibilité ou la chaleur spécifique des parois du cylindre, en contact avec le fluide ;*

3° *La durée du contact entre le fluide et les parois ;*

4° *L'écart de température dans le cylindre entre l'admission et l'échappement.*

Ces quatre procédés se traduisent, en pratique, par l'adoption isolée ou simultanée des expédients ci-dessous :

(A) *Séchage effectif de la vapeur :* par la *Surchauffe*, la *Compression*, l'*action d'une Enveloppe de Vapeur* ou le *Mélange, à la vapeur, d'une certaine quantité d'Air* ou *de Gaz* ayant pour résultat de la rendre moins bonne conductrice de la chaleur.

(B) *Garnissage des parois intérieures du cylindre* au moyen de matériaux mauvais conducteurs de la chaleur et non volatils aux températures que peuvent atteindre ces parois.

(C) *Augmentation de la vitesse du piston.*

(D) *Adoption du mode compound et de ses dérivés.*

Ce sont là les seuls procédés scientifiques et efficaces dont on dispose, indépendamment de la grande loi thermodynamique, pour diminuer la consommation des machines à vapeur. Il nous paraît intéressant de les analyser rapidement et d'examiner surtout les améliorations qui ont résulté du plus important d'entre eux, le fractionnement de la détente.

(A)

9. — Emploi de la Vapeur Surchauffée ou tout au moins Sèche. — Compression. — Enveloppe de Vapeur. — Mélange d'air à la Vapeur. — 1° *Vapeur surchauffée.* — Nous laisserons de côté les avantages thermodynamiques que peut présenter la vapeur surchauffée pour ne la considérer qu'au point de vue thermique.

En surchauffant la vapeur avant son admission au cylindre, on détermine la production d'un fluide capable de fournir aux parois du cylindre une quantité déterminée de calorique, — ayant pour mesure le produit de sa chaleur spécifique, en tant que gaz, par son degré de surchauffe et par son poids, — sans qu'il se produise de condensation. Si cette quantité de chaleur est égale à celle qui est perdue pendant la détente et l'échappement, il n'y aura pas de condensations initiales et, si elle lui est supérieure, la seule perte qui persistera sera sensiblement égale à celle qu'éprouverait un gaz chaud traversant le cylindre. La course complète du piston pourra alors s'accomplir sans qu'il se produise aucune condensation, du fait de l'admission ou de la détente. Le cylindre ne se refroidira donc pas autant pendant l'échappement et la perte initiale se trouvera réduite proportionnellement.

Comme les gaz permanents, la vapeur surchauffée est mauvaise conductrice de la chaleur et présente une faible chaleur spécifique. Elle est donc moins sujette, aux pertes que nous envisageons, que la vapeur saturée et humide.

On trouverait, dans la surchauffe de la vapeur, un auxiliaire des plus précieux, capable de supplanter tous les autres artifices inventés dans le même but, si des obstacles pratiques n'intervenaient pas pour limiter son extension.

Il est fort à craindre que l'on ne puisse jamais employer, comme fluide moteur, dans les machines, la vapeur très fortement surchauffée ; on se borne, assez rarement encore, à une faible surchauffe ayant simplement pour but une légère diminution des pertes internes. Pour que la vapeur put rester à l'état gazeux pendant la période de détente, elle devrait être surchauffée initialement à une température qui en rend le maniement difficile et dangereux pour les machines. Elle ne saurait prendre une place prépondérante que le jour, lointain sans doute, où l'on aura modifié la machine de telle sorte qu'elle permette son emploi d'une manière sûre et exempte de danger. Cette transformation assurerait la suppression des causes de pertes qui, dans les machines actuelles, transforment si rapidement la vapeur sèche, à l'admission, en vapeur d'abord saturée puis humide.

S'il était possible d'employer couramment la vapeur fortement surchauffée, on se trouverait en présence d'un fluide présentant toutes les propriétés des gaz permanents, jointes aux avantages que présente la vapeur d'eau à haute tension comme fluide moteur. En un mot, on pourrait combiner le rendement thermodynamique élevé des machines à gaz avec l'utilisation mécanique des meilleurs appareils à vapeur.

Il y a peut-être là, pour l'avenir, la source de progrès considérables dont nous souhaitons la réalisation, sans prévoir toutefois la manière exacte dont ils seront accomplis.

En termes plus précis : plus la surchauffe est considérable, c'est-à-dire plus sa température est supérieure à celle qui correspondrait à la saturation à la même pression, et plus son rôle acquiert d'importance dans l'amélioration de la « *qualité* » de la vapeur, plus les pertes internes seront faibles et plus le rendement thermodynamique sera élevé. Si même la température de cette vapeur peut être suffisamment élevée, la vapeur fournira aux parois du cylindre la quantité de calorique nécessaire pour les porter à la température correspondant à celle de la vapeur saturée à la pression considérée, sans qu'il s'en condense la moindre fraction. On éliminerait ainsi la perte par condensation et réévaporation intérieures, la vapeur ne se conduisant plus que comme un gaz permanent.

D'après Hirn, la vapeur se comporte comme un gaz dès que la surchauffe atteint 9° C. Siemens a trouvé d'autre part que cette limite correspond pour la vapeur, produite à la pression atmosphérique, et saturée à 100° C., à une surchauffe de 10° C. environ.

A la suite de calculs intéressants [1], mais que nous ne pouvons développer ici, M. Thurston a démontré que le degré de surchauffe doit, pour éviter toute condensation initiale, s'élever à environ 10° F. par chaque cen-

[1] *Traité de la Machine à Vapeur.*

tième d'eau condensée initialement au cylindre. Ainsi, dans une machine bien établie, où les condensations ne seraient pas supérieures à 15 pour cent, une surchauffe de 130° F., soit environ 66° C., serait suffisante *pour annuler complètement les condensations initiales.* Si la machine fonctionnait à une pression de 6 kil., correspondant à une température de 165° C., la température de la vapeur, après surchauffe, s'élèverait à 231° C. seulement. Il est juste de dire, toutefois, que la valeur des condensations initiales, choisie comme exemple, est assez faible et qu'il n'est pas rare, dans les machines monocylindres, de la voir s'élever à 35 et 50 pour cent dans des appareils convenablement étudiés pourtant et fonctionnant dans des conditions rationnelles.

Pour assurer, à l'échappement, une surchauffe de 10 à 15° C. ; il faudrait, dans les conditions normales, une surchauffe initiale de 250° C, ce qui, pour de la vapeur saturée à 180°, porterait la température de la vapeur à l'admission à 430°, chiffre inadmissible en pratique. Avec les températures usuelles aujourd'hui, on ne saurait admettre, en pratique, une surchauffe de plus de 50° à 60° C. En dépassant cette limite, on s'expose à de sérieux mécomptes constituant des obstacles sérieux bien faits pour intimider les constructeurs; aussi ne doit-on pas s'étonner du petit nombre de tentatives qui ont été faites dans cette voie, même en ces dernières années.

La Surchauffe de la Vapeur peut être opérée par deux moyens bien distincts :

1° *Application directe de chaleur à la vapeur ;*

2° *Détente non accompagnée de travail* (« *Surchauffe spontanée* », *de Hirn*).

Nous n'aurons guère à nous préoccuper que du premier système, car le second ne peut donner lieu, dans les conditions pratiques, qu'à une surchauffe des plus modiques. Ainsi, M. A. Mallet a démontré que, si on laisse se détendre, sans production de travail extérieur, un poids donné de vapeur, d'une pression de 11 kilogrammes à une pression de 8 atmosphères, la surchauffe produite n'est capable de vaporiser que 6,4 pour cent de l'eau entraînée, ce qui est notoirement insuffisant puisqu'il n'est pas rare que la vapeur contienne 20 pour cent d'eau et plus.

Les difficultés pratiques auxquelles donne lieu l'emploi de la vapeur surchauffée proviennent de deux causes principales dont l'une a trait au fonctionnement de la machine et l'autre à celui du surchauffeur.

Le premier de ces inconvénients est dû avant tout à ce que la vapeur surchauffée ne contient plus en suspension la moindre trace d'eau à l'état liquide ou vésiculaire, pouvant s'assurer, jusqu'à un certain point, la lubréfication des surfaces du cylindre et à ce que sa température élevée entraîne la décomposition des huiles employées pour le graissage des cylindres,

d'où résultent des grippages suffisants pour paralyser le fonctionnement et la mise en liberté de gaz éminemment combustibles. Ce dernier inconvénient présente actuellement moins d'importance qu'autrefois puisque les huiles minérales actuellement employées pour cet usage n'émettent de vapeurs inflammables qu'à 260° C. environ, alors qu'une température de 230° est suffisante, dans la plupart des cas, pour assurer une surchauffe capable de donner, en pratique, des résultats sensibles. Une marge de sécurité de 30° à 40° C. nous paraît toutefois bien insuffisante pour qu'un échauffement dû à un grippage éventuel ne vienne pas empirer les choses.

De ce côté donc, les difficultés immenses qui existaient autrefois, sans être supprimées, paraissent notablement amoindries, si l'on se contente toutefois d'une surchauffe modérée, par exemple de 50° pour de la vapeur saturée à 12 kil. (193°,7 + 50°,0 = 243°7.)

Malgré les progrès réalisés, on ne saurait en dire autant des inconvénients pratiques auxquels sont soumis les surchauffeurs eux-mêmes, et qui proviennent surtout de la faible conductibilité de la vapeur. Par un phénomène analogue à celui dont Hirn avait constaté la production dans les cylindres des machines à vapeur en ce qui concerne les condensations à l'admission, les couches voisines du métal subissent seules l'influence des parois, la température restant très sensiblement, au centre de la masse, ce qu'elle était à l'origine. Quelque faibles que soient la chaleur spécifique et la conductibilité de la vapeur, on pourrait toujours construire des surchauffeurs qui ne se brûlent pas, si on pouvait y faire passer un volume de fluide suffisant par unité de temps. Malheureusement, il en est autrement et on peut difficilement tenir les joints d'un surchauffeur qui, pour fournir de la vapeur surchauffée à une température de 250° C. par exemple, doit être au moins, en pratique, soumis à l'action de gaz présentant une température moyenne de 700°, alors qu'il doit résister en outre à une pression intérieure de 8 à 12 atmosphères.

Il y a là un problème dont la solution serait féconde en progrès réels et que beaucoup d'inventeurs ont recherché sans la résoudre autrement que pour des surchauffes modérées qui, toutes avantageuses qu'elles soient, n'ont pas, à beaucoup près, au point de vue thermique, la portée que présenterait une surchauffe intégrale.

Nous n'avons, jusqu'ici, considéré la surchauffe qu'en ce qui concerne son application à la valeur saturée sèche. Or le fluide n'est que bien rarement dans cet état idéal et, en pratique, on doit considérer qu'il contient toujours une notable proportion d'eau, mécaniquement entraînée, qui peut varier de 3 à 25 pour cent suivant les conditions du fonctionnement, le type des chaudières, la longueur du tuyautage et la manière plus ou moins efficace dont il est enveloppé. Toute l'eau dont on constate la présence dans la

vapeur n'est pas en effet empruntée à la chaudière ; une notable partie est due aux condensations dans les conduites. On connaît les inconvénients que présente, au point de vue thermique, une humidité excessive de la vapeur, sans compter les dangers qui peuvent résulter des coups d'eau. Un des premiers bienfaits de la surchauffe consisterait donc à assurer tout au moins la siccité absolue initiale de la vapeur et c'est déjà beaucoup. Il est vrai que le degré d'humidité de la vapeur variant, d'un instant à l'autre, dans de larges proportions, il faudrait pour assurer simplement la siccité complète en toute circonstance, admettre en moyenne une légère surchauffe.

Il est, à ce point de vue, un cas dans lequel l'emploi du surchauffeur nous paraît pouvoir être appelé à donner des résultats véritablement pratiques. Supposons que, dans une usine, on emploie deux chaudières, à peine suffisantes à la production de vapeur et, en conséquence, notablement forcées. Il est probable que, dans ces conditions, d'une part les gaz sortiront trop chauds des carneaux ou des tubes et, d'autre part, que la vapeur fournie par les générateurs en question contiendra une quantité considérable d'eau entraînée grâce à l'activité de la vaporisation. Or, on peut se demander s'il vaudrait mieux, dans l'espèce, installer une troisième chaudière ou disposer, à la suite des générateurs existant, un surchauffeur chauffé par les gaz perdus, d'une part, utilisant l'excès de calorique dépensé et, d'autre part, ayant pour effet de sécher complètement la vapeur ou même de lui communiquer une légère surchauffe. Il y aurait peut-être là un problème intéressant à résoudre au point de vue commercial, car il n'est pas douteux que l'établissement d'un surchauffeur ne soit moins dispendieux que celui d'une chaudière. L'économie qui pourrait en résulter constituerait un gain réel puisque les calories utilisées dans le surchauffeur seraient empruntées aux gaz perdus.

L'application directe de chaleur à la vapeur constitue, nous l'avons vu, le seul moyen, réellement efficace, d'opérer la surchauffe dans les conditions qui permettent d'en rendre l'emploi réellement économique.

Les conclusions relatives à la surchauffe, en tenant compte des conditions pratiques du fonctionnement, sont, sans aucun doute, favorables à son emploi lorsqu'il est adopté avec modération. Il est incontestable, comme d'ailleurs Hirn l'avait pressenti il y a de longues années déjà, que la surchauffe posséderait pour la réduction des pertes internes dans la machine à vapeur, *une efficacité supérieure à celle de l'enveloppe de vapeur ou même du mode compound si on pouvait, pratiquement, la pousser assez loin*. La surchauffe peut en effet assurer la siccité de la vapeur, pendant les périodes d'admission ou de détente, sans donner lieu, *comme l'enveloppe, à une perte pendant l'échappement*, quand les parois du cylindre, malgré l'emploi de la chemise,

ne sont pas restées entièrement sèches. En somme, l'action de la surchauffe est plus rationnelle, parce qu'elle se produit *aux points et au moment voulus* sans être contrebalancée, même partiellement, par une perte ultérieure.

Quand la surchauffe est effectuée par l'emploi des gaz perdus, le gain obtenu constitue un bénéfice net. Si le surchauffeur est chauffé, comme dans l'appareil Uhler, par un foyer séparé où l'on brûle une certaine quantité de combustible qui aurait pu être employée, dans le foyer du générateur, à la production de vapeur saturée, on doit diminuer proportionnellement le gain constaté et mesurer ce dernier plutôt d'après la quantité totale de combustible dépensée que par le poids de vapeur fourni à la machine.

La surchauffe et l'enveloppe sont, en quelque sorte, deux procédés incompatibles. Comme elles ont un but commun, à savoir la réduction des pertes internes, on conçoit que l'adoption d'un des deux procédés doit exclure l'autre. Il existe toutefois entre elles cette différence capitale que la surchauffe, suffisamment poussée, pourrait, en théorie, amener la *suppression complète* des condensations initiales, tandis que l'enveloppe *ne le peut jamais entièrement.* On a constaté qu'une surchauffe, même modérée, réduit le total des pertes intérieures dans le cylindre au-dessous de la perte minimum à laquelle ne peut échapper l'enveloppe par suite du principe même de son fonctionnement.

Ce sont là, croyons-nous, des considérations importantes dont la vérité absolue n'a guère été établie que depuis peu d'années et qui méritent une attention particulière.

Malheureusement, il faut le dire, dans les conditions actuelles du fonctionnement, la surchauffe est inapplicable en pratique dans les conditions qui pourraient assurer son efficacité absolue, elle entraîne de telles difficultés matérielles, particulièrement en ce qui concerne la lubrification des machines, que l'on ne saurait prédire sa prompte généralisation.

Les Réchauffeurs Intermédiaires, dans les machines compound, constituent une autre application intéressante des surchauffeurs, capable de réaliser un très réel perfectionnement, grâce aux résultats économiques qu'ils entraînent et aux facilités que présentent leur installation, leur conduite et leur entretien. On peut s'étonner à juste raison de ne pas voir ce procédé plus généralisé pour les appareils compound, malgré les applications qui en ont été faites depuis un certain nombre d'années, surtout en Allemagne.

Nous avons vu plus haut combien étaient réels les avantages de la vapeur surchauffée, employée comme fluide moteur dans les cylindres, et que si son emploi ne s'était pas répandu davantage il fallait l'attribuer avant tout aux difficultés pratiques résultant du peu de durée des surchauffeurs ordinaires et de la décomposition des huiles aux hautes températures. Or, en ce qui

concerne le surchauffage de la vapeur contenue dans le réservoir intermédiaire des machines compound, ces difficultés n'existent plus. En effet la pression et la température de la vapeur ont baissé à un point qui permet, sans recourir à des températures très élevées, une surchauffe de 100° C. ; Par exemple, la température de la vapeur saturée contenue dans le réservoir d'une machine compound, à une pression de 1,4 atmosphère absolu (il s'agit évidemment d'une machine à condensation), n'est que de 110° C, une surchauffe de 100° ne porterait donc la température de la vapeur qu'à 210° C., ce qui n'est pas inadmissible au point de vue du graissage, et se traduirait évidemment par une diminution immense des pertes au grand cylindre.

Jusqu'ici, les constructeurs qui ont appliqué ce système ne paraissent pas avoir été aussi ambitieux. Ils se sont, avec raison peut-être au point de vue de la certitude du fonctionnement, contenté d'un réchauffage intermédiaire ne produisant qu'une surchauffe minime ou même nulle, mais suffisant pour vaporiser l'eau, entraînée ou résultant des condensations intérieures, provenant du petit cylindre et se dirigeant vers le grand. Cette application, même de portée aussi réduite, a donné des résultats économiques indubitables.

Dans l'espèce, le réchauffage par les gaz perdus est d'une application difficile à cause de l'éloignement où la machine peut se trouver des générateurs, et en raison des travaux de maçonnerie considérables qu'il nécessite. Toutefois, la vapeur du réservoir étant à une température notablement inférieure à celle de la vapeur vive (50° à 70° C.), il a paru rationnel de l'employer au réchauffage du réservoir.

Un grand nombre d'applications de ce système de réchauffage a été effectué depuis une douzaine d'années, particulièrement en Allemagne, nous l'avons dit. La vapeur, dans son passage du petit au grand cylindre, traverse un faisceau de petits tubes autour desquels circule de la vapeur vive provenant des générateurs. La purge de l'appareil est assurée par un tuyautage spécial, son efficacité dépendant en effet de l'absence d'eau à l'intérieur du réchauffeur. On recueille généralement ces eaux de purge, encore chaudes, pour les diriger dans la chaudière à l'aide d'une pompe spéciale si on en reconnaît la nécessité.

La perte de calorique due à la condensation d'un certain poids de vapeur vive, à l'intérieur du surchauffeur, est largement compensée par le bénéfice obtenu au grand cylindre.

Avec un tel système, la différence de température entre la vapeur vive et celle du réservoir dépassant rarement 70°, on ne peut guère compter sur une surchauffe effective bien réelle, mais, en tous cas, il est légitime de compter sur une dessiccation à peu près complète de la vapeur contenue dans le réservoir, avant son entrée au grand cylindre.

A surface de chauffe égale, il est évident que les réchauffeurs par la va-

peur sont considérablement plus actifs que ceux empruntant leur calorique aux gaz perdus, la vapeur étant meilleure conductrice de la chaleur que les gaz et possédant une chaleur spécifique infiniment supérieure. Le calcul en est très facile, mais nous ne le reproduisons pas ici par crainte de dépasser le cadre que nous nous sommes imposé.

Dès l'origine des machines compound, on avait deviné l'importance des réchauffeurs intermédiaires. Toutefois, le succès, pour des raisons particulières, ne couronna pas les efforts des constructeurs. Les réchauffeurs adoptés étaient placés dans la boîte à fumée : ils présentaient une médiocre activité, malgré leur grande surface de chauffe, à cause des faibles chaleurs spécifique et conductibilité des gaz qui les entouraient. En outre ils étaient forcément placés loin des machines et il se produisait, dans le tuyautage de retour au grand cylindre, des condensations importantes qui annulaient presqu'entièrement l'effet du réchauffeur.

Cette disposition a été récemment reprise en Angleterre, dans son application aux machines marines, avec un certain succès dû à divers perfectionnements, mais elle ne s'est pas encore répandue et on ne peut admettre qu'elle fasse partie de la pratique courante comme les réchauffeurs par la vapeur dont nous avons parlé plus haut.

En réalité, le jour où l'on voudra opérer une surchauffe effective de la vapeur aux réservoirs intermédiaires, il faudra recourir à des appareils chauffés par un petit foyer spécial ou au gaz. Les tentatives effectuées dans cette voie sont encore trop isolées pour que l'on pût en déduire des données ayant quelque valeur pratique.

2° *Compression.* — Les avantages thermiques de la compression sont bien reconnus depuis quelques années et beaucoup de constructeurs en font une application rationnelle qui a donné les résultats les plus avantageux.

Nous passons ici rapidement sur l'influence que présente la compression sur la diminution ou la suppression de la perte résultant des espaces morts et sur la douceur du fonctionnement par suite de l'atténuation des effets de l'inertie des organes alternatifs. Nous ne voulons, pour le moment, considérer la compression qu'au point de vue de ses avantages thermiques, trop longtemps méconnus et faciles à résumer en quelques mots.

La chaleur dégagée à la fin de la course par la compression de la vapeur dans les espaces morts a pour effet de réchauffer les fonds de cylindres, le piston et les conduits de vapeur qui sont, comme on l'a vu, les parties les plus actives dans la production des condensations initiales, et par conséquent de tendre à la réduction des pertes internes. Ce procédé est certainement efficace parce que l'on agit sur la *surface même des parois* qui viennent en contact avec la vapeur d'admission et non par leur partie extérieure comme pour l'enveloppe.

3° *Enveloppe de vapeur.* — L'application de l'enveloppe de vapeur date de l'origine de la machine à vapeur ; son invention est due à Watt lui-même qui paraît en avoir compris les effets généraux et en recommandait l'emploi.

L'action de l'enveloppe a été étudiée depuis par un grand nombre de thermodynamistes et de savants. Sa théorie a pris une forme à peu près définitive et scientifique, laquelle permet de formuler aujourd'hui des lois précises. Un grand nombre d'expériences, effectuées en général avec le soin que l'on apporte aujourd'hui à ce genre de travaux, sont venus corroborer les indications de la théorie, donner une juste idée des avantages ou des inconvénients de l'enveloppe dans les différents cas qui peuvent se présenter.

Dans la pratique moderne, l'enveloppe de vapeur apparaît comme le complément indispensable des machines monocylindres. Nous en retrouvons également l'application fréquente sur les appareils compound, mais pas toujours dans des conditions que l'on doit considérer comme les plus favorables, ainsi que nous le verrons plus loin.

Nous allons résumer les connaissances, actuellement acquises relativement à l'enveloppe, les définitions et les principes que les travaux récents permettent de formuler, enfin rendre compte des principaux résultats d'expériences effectuées depuis une dizaine d'années en vue de déterminer le rôle et la valeur de l'enveloppe.

Le bénéfice résultant de l'emploi de l'enveloppe de vapeur provient, en somme, de la réduction des condensations initiales à l'*intérieur du cylindre.*

Une partie au moins de la perte de calorique qui résulte du refroidissement des parois ne donne plus lieu qu'à des condensations dans l'enveloppe où elle n'entraîne pas d'autre perte ultérieure, au lieu de se produire dans le cylindre où elle occasionnerait des pertes de chaleur supplémentaires, hors de toute proportion avec sa valeur propre.

On peut dire aussi, sous une autre forme, que l'avantage de l'enveloppe consiste à empêcher l'absorption de chaleur, empruntée à la vapeur d'admission, par les parois, pendant la période d'introduction et *son rôle utile est toujours terminé à la fin de cette dernière.*

Comme l'a défini Holmes, en 1887, dans son *Traité des Machines à Vapeur*, l'enveloppe, en maintenant la température des parois du cylindre à une valeur constante agit de deux manières : d'abord, en assurant la siccité de la vapeur, et en réduisant sa chaleur spécifique et sa conductibilité, d'où diminution de l'action des parois, ensuite, en réduisant les différences de température dans le cylindre, grâce à l'écoulement de chaleur auquel elle donne lieu vers la surface intérieure des parois du cylindre. Or, la seule perte qui subsiste en principe se traduit alors uniquement par la chaleur ainsi cédée aux surfaces actives. La dessiccation de la vapeur et la diminution de

sa conductibilité ne coûtent absolument rien, car ce sont des phénomènes qui résultent indirectement de la cession continue de la chaleur aux parois.

Ainsi, l'enveloppe, à considérer les choses à un point de vue très général, a pour effet de modifier les propriétés du fluide moteur, de transformer un fluide, défectueux au point de vue de son utilisation thermique, en un nouveau fluide possédant des caractères différents et plus avantageux, moins bon conducteur, de chaleur spécifique inférieure et se rapprochant plus ou moins complètement d'un gaz permanent. L'effet produit est donc en somme identique à celui qui résulterait d'une surchauffe modérée.

La quantité de chaleur dépensée dans l'enveloppe n'est nullement, comme on l'a cru longtemps, égale à celle qui serait perdue au cylindre si la chemise de vapeur n'existait pas. C'est à cette propriété, aujourd'hui bien connue et définie, que l'enveloppe de vapeur est redevable des résultats économiques dont elle fait preuve dans la majorité des cas.

Toutefois, on ne doit pas oublier que le bénéfice dérivé de l'emploi de l'enveloppe n'est pas gratuit et que cet expédient constitue même une méthode dispendieuse et peu logique de réduction des pertes internes.

M. Thurston [1] a démontré récemment, par un calcul très simple, que l'enveloppe de vapeur est un élément dont la valeur, toute relative, ne provient que de la réduction qu'elle entraîne d'une perte plus considérable et que son utilisation thermodynamique est inférieure à celle de la machine à vapeur elle-même à cause de la plus faible chute totale de température.

UTILISATION DU FLUIDE MOTEUR.

PRESSION KIL.	ADMISSION	RAPPT DE DÉTENTE	UTILISATION	
			SANS ENVELOPPE	AVEC ENVELOPPE
8.00	0,05	20,00	0,207	0,193
»	0,10	10,00	0,193	0,181
»	0,15	6,66	0,179	0,166
»	0,25	4,00	0,156	0,144
»	0,35	2,85	0,136	0,130
»	0,45	2,22	0,124	0,121
»	0,55	1,82	0,112	0,109
»	0,75	1,33	0,090	0,081
»	1,00	1,00	0,070	0,070

Si donc le fonctionnement à la machine réelle se rapprochait de celui de

[1] *Traité de la Machine à Vapeur.*

la machine idéale on aurait plus à perdre qu'à gagner à l'emploi de l'enveloppe. Il en sera de même dans tous les cas où la perte sur l'enveloppe, pendant la période d'échappement, sera supérieure au bénéfice recueilli pendant l'admission et la détente. Bref, l'enveloppe est surtout avantageuse dans des *conditions intermédiaires* qui rendent maximum son *efficacité pendant sa période active* et *minimum sa perte pendant l'échappement.*

Quand la perte dont l'enveloppe empêche la production dans le cylindre est inférieure à celle qui résulte de son fonctionnement même, son emploi se traduira par un gain réel. Si, au contraire, les condensations initiales sont réduites par un autre artifice, la chemise de vapeur ne présente plus de valeur pratique, l'enveloppe deviendrait même complètement inutile si les pertes internes dans le cylindre étaient réduites à une moyenne inférieure à celle des pertes normales dans l'enveloppe. C'est ce qui se passe lorsqu'on emploie de la vapeur surchauffée ou que, appliquant le mode compound, on fractionne la détente dans plusieurs cylindres disposés en série. Dans une machine à quadruple expansion, fonctionnant à une pression initiale de 10 kil. seulement (chiffre très faible pour un appareil de ce système), la chemise de vapeur n'aurait plus qu'un effet insensible.

Les pertes dans l'enveloppe sont en somme déterminées par la différence moyenne de température entre l'enveloppe et le cylindre et par le degré d'humidité du fluide. Dans la même machine, elles peuvent être soit faibles pour une grande admission et considérables pour une détente prolongée, soit très notables quand la vapeur est humide et insignifiantes quand elle est au contraire surchauffée. Elles ne seront toutefois jamais nulles et pourront quelquefois atteindre une valeur considérable.

Ces quelques considérations nous montrent déjà qu'il peut exister une limite pratique à l'emploi de la chemise de vapeur dont l'utilité n'est pas indistinctement démontrée pour toutes les applications. Il convient toutefois d'ajouter que l'enveloppe de vapeur possède quelques avantages accessoires qui peuvent acquérir une certaine importance dans des applications spéciales. Il en est ainsi pour les machines d'extraction, dans les mines, et pour certains ferry-boats à vapeur qui, par suite des exigences de leur service, sont appelés à des arrêts fréquents et souvent assez prolongés. L'enveloppe de vapeur permet alors de maintenir, pendant les stoppages, les cylindres à une température suffisamment élevée, ce qui évite les condensations et les coups d'eau au moment de la mise en marche et assure un démarrage rapide et facile. A ce point de vue, il nous semble que l'on ne saurait trop en recommander l'emploi pour les appareils des navires de guerre, appelés, pendant l'action, à des arrêts fréquents et à des mises en route précipitées.

Il est encore un autre avantage de l'enveloppe qui paraît présenter une certaine valeur pour les pompes à action directe, telles que les appareils

Worthington, dont l'usage s'est tellement répandu, depuis quelques années, particulièrement en Amérique. Dans cette application spéciale, on a tout intérêt à effectuer la détente dans des conditions qui assurent sur les pistons à vapeur une pression effective aussi constante que possible. La chemise de vapeur répond jusqu'à un certain point à ce desideratum parce qu'elle a pour effet d'accélérer la réévaporation à la fin de la détente et d'en relever la courbe. L'adoption de l'enveloppe permet donc, en pareil cas, toutes choses égales d'ailleurs, de prolonger un peu plus la détente sans accroître l'écart entre les pressions effectives initiale et finale sur le piston.

L'analyse de l'action de l'enveloppe doit considérer trois cas distincts en ce qui a trait aux machines monocylindres dans lesquelles la vapeur des chaudières est admise dans l'enveloppe à la même température que dans le cylindre, suivant que la vapeur sera : *Surchauffée*, *Sèche et Saturée*, *Humide*.

Dans le premier cas, le gain résultant de l'effet de l'enveloppe sera extrêmement minime en raison des considérations développées plus haut.

Dans le second cas, l'effet de l'enveloppe sera beaucoup plus sensible ; il y aura accroissement du travail produit, l'enveloppe agissant normalement, rendant en effet le fluide plus propre à son évolution dans le cylindre et augmentant la quantité de vapeur utile par course par la plus grande activité de la réévaporation.

Dans le troisième cas, la vapeur, contenue dans l'enveloppe, se comportera comme précédemment si la chemise de vapeur est effectivement purgée de l'eau qui tend à s'y accumuler. Il en n'est pas de même de la vapeur contenue dans le cylindre. L'enveloppe doit alors céder non seulement la chaleur nécessaire pour maintenir la siccité de la vapeur et remédier aux condensations initiales mais encore celle qui correspond à la vaporisation de l'eau entraînée contenue dans la vapeur d'admission. Il en résulte que l'enveloppe fournit une grande quantité de chaleur, particulièrement à la fin de la course. Si toute l'eau entraînée ou de condensation n'est pas entièrement vaporisée au cours de la détente, et il en sera toujours ainsi pour peu que la proportion d'eau entraînée soit notable, cette eau se transformera en vapeur pendant la période d'échappement, et dans une proportion énorme, l'écart de température étant alors maximum, aux dépens du calorique de l'enveloppe et cela en pure perte.

Ainsi donc, en résumé, *l'enveloppe paraît donner les résultats les plus avantageux quand la vapeur est sèche et saturée.* Avec de la vapeur surchauffée, l'enveloppe devient inutile, elle peut même devenir nuisible si la vapeur est très humide.

Tels sont en résumé les traits acquis aujourd'hui et qui demanderaient une analyse, longue et détaillée, suivant pas à pas la vapeur au cours du

cycle, mais à laquelle nous devons renoncer à cause du cadre restreint que nous nous sommes imposé.

On doit, en outre, à M. Dwelshauvers-Déry une remarque intéressante concernant le fonctionnement de l'enveloppe. Ce savant a démontré que, dans les machines monocylindres et dans les conditions les plus favorables, l'enveloppe ne cède que peu de calorique bien que l'effet produit par son emploi soit considérable, car, la plus grande partie de la chaleur cédée par les parois du cylindre et employée à la production d'un travail utile pendant la détente est en réalité fournie à ces parois par la vapeur d'admission elle-même à son entrée au cylindre. D'autre part, dans les appareils compound, la chaleur cédée par l'enveloppe accroît le travail accompli pendant la détente.

Comme le fait justement remarquer M. Thurston dans un travail récent, c'est surtout à la sensibilité que présente l'enveloppe à l'état physique de la vapeur et à l'incertitude des méthodes ordinairement employées pour déterminer d'une manière exacte et continuelle le degré d'humidité de la vapeur, que l'on doit attribuer le désaccord qui existe si souvent entre les résultats des différentes expériences effectuées en vue de déterminer la valeur économique de l'enveloppe.

Un autre fait, qui paraît démontré par l'expérience et qui, du reste, est en parfaite harmonie avec la théorie de l'enveloppe, c'est que l'on a intérêt à envoyer dans celle-ci, de la vapeur plus chaude que dans le cylindre, car il se produit, à l'intérieur de ce dernier, une surchauffe plus élevée de la vapeur. Ce fait résulte, entre autres, des expériences effectuées en 1883, aux usines du Creusot et paraît donner raison aux constructeurs qui, dans les machines compound ou à triple expansion, préfèrent chemiser le grand cylindre qui se trouve enveloppé par de la vapeur à une température très supérieure à celle qui s'y détend.

En résumé, l'enveloppe sera d'autant plus nécessaire que les conditions du fonctionnement seront plus favorables à la production des condensations initiales, à moins qu'elles ne proviennent d'une meilleure conductibilité due à un degré excessif d'humidité. Autrement dit, c'est *la machine monocylindre à condensation, fonctionnant à un degré considérable de détente, avec de la vapeur saturée, sèche ou seulement légèrement humide, et à faible vitesse de piston qui a le plus à gagner à l'emploi de la chemise de vapeur.*

Ainsi, M. Dwelshauvers-Dery a reconnu que le bénéfice résultant de l'emploi de l'enveloppe passait de 15 pour cent, pour un rapport de détente de 5 volumes, à 3 pour cent pour une détente de 3,3 volumes environ.

Pour que l'enveloppe puisse donner des résultats véritablement économiques, il est nécessaire de prendre, dans son installation, quelques précautions indispensables, dont la négligence pourrait compromettre le résultat

final et que les constructeurs observent aujourd'hui scrupuleusement.

La première de ces précautions doit consister à assurer le drainage complet de l'enveloppe et la siccité aussi absolue que possible de ses parois. L'eau, en s'accumulant dans l'enveloppe, paralyserait son action. Il en serait de même de la présence d'air dans la chemise de vapeur ; aussi devra-t-on prendre les dispositions nécessaires pour en permettre l'évacuation. On donnera, en outre, aux tuyaux amenant la vapeur dans l'enveloppe, une section suffisante pour qu'ils puissent fournir une quantité de fluide suffisante. On n'oubliera pas cependant que c'est une erreur grave de chercher à assurer à l'enveloppe une trop grande activité, *surtout si la vapeur est très humide*. L'enveloppe doit suffire à assurer la siccité des surfaces intérieures du cylindre à la fin de l'échappement, de manière à prévenir les condensations initiales, mais elle ne devra jamais être assez énergique pour surchauffer la vapeur pendant la détente et surtout l'échappement.

On devra admettre la vapeur dans les enveloppes à la température maximum possible dans les circonstances, c'est-à-dire à la pression des chaudières et en assurer la libre circulation à l'intérieur de la chemise, facteur indispensable de son efficacité.

On chemisera les fonds et, autant que possible, toutes les parties du cylindre soumises à l'écart maximum de température.

Les parois intérieures des chemises de vapeur seront aussi minces que possible afin de faciliter l'échange de calorique entre la vapeur de l'enveloppe et les parois internes du cylindre.

La plupart des constructeurs établissent, pour l'alimentation de l'enveloppe, un tuyautage entièrement indépendant et en assurent le drainage efficace à l'aide de purgeurs automatiques dont l'emploi se généralise de plus en plus. Beaucoup d'entre eux reprennent ces eaux de purge, encore chaudes, pour les retourner aux chaudières.

Les dimensions absolues des machines paraissent avoir une influence des plus marquées sur l'efficacité de l'enveloppe et les constructeurs paraissent s'en être rendu compte en pratique, car ils munissent plus volontiers de chemises de vapeur les petites que les grandes machines. Ce fait tient évidemment à ce que, la conductibilité de la vapeur étant peu élevée dans les cylindres de grand diamètre, la plus grande partie de la masse de vapeur n'est pas sensiblement affectée par la présence de l'enveloppe de vapeur.

Il a été effectué récemment, de nombreuses expériences en vue de déterminer pratiquement le rôle et surtout la valeur de l'enveloppe dans les différents cas qui peuvent se présenter. Nous ne saurions nous dispenser de citer quelques-unes d'entre elles et de rappeler les résultats obtenus, lesquels présentent une toute autre valeur que des raisonnements qui, si ingénieux et

scientifiques qu'ils puissent paraître, contiennent toujours quelque hypothèse. C'est d'ailleurs là une des caractéristiques de l'esprit scientifique moderne qui a su, à l'aide d'expériences d'une haute précision, corroborer les enseignements de la théorie [1].

Les premières expériences que nous devons citer, par ordre de date, ont été effectuées au Creusot en 1883, sur une machine Corliss, à l'instigation de MM. Schneider. Nous en avons parlé ailleurs. M. Delafond, Ingénieur en chef des Mines, en a analysé les résultats dans un travail remarquable où il a su mettre en relief les principaux faits constatés et que nous résumerons comme suit en ce qui a trait à l'enveloppe.

L'enveloppe de vapeur diminue, d'une manière parfois considérable, les condensations à l'admission. Avec une pression initiale de 7,75 kil. une condensation, dans l'enveloppe, de 3,1 grammes de vapeur a réduit, de 27 grammes, les condensations initiales dans les mêmes conditions de fonctionnement. Dans une autre expérience, à une pression 5,5 kil. la condensation, dans l'enveloppe, de 2,98 grammes de vapeur, a diminué les condensations initiales de 25 grammes.

Pour de mêmes rapports de détente, l'enveloppe diminue d'autant plus la consommation de vapeur que la pression initiale est plus élevée.

Pour une même pression, l'enveloppe de vapeur est d'autant plus avantageuse que la détente est plus considérable, et inversement.

L'effet de l'enveloppe, très important pour une pression de marche de 7,75 kil, devient insignifiante pour une pression initiale de 2,50 kil. avec une admission de 55 pour cent.

Il est avantageux d'introduire dans l'enveloppe de la vapeur plus chaude que celle qui est admise dans le cylindre. Pour une très grande admission (0,57), alors que l'effet de l'enveloppe aurait été à peu près nul si la vapeur y avait été à la même température que la vapeur admise au cylindre, on a trouvé que la marche avec l'enveloppe recevant la vapeur à 7,0 kil. (pression à la boite à tiroir $4^k,15$) faisait passer la consommation de vapeur par cheval-heure de $10^k,55$ à $10^k,00$, le fonctionnement, ayant dans le premier cas, lieu sans enveloppe.

En 1886, la Société des Mechanical Engineers, de Londres, institua un Comité de Recherches auquel elle confia la mission de se livrer à diverses investigations propres à fixer les idées sur le rôle et les avantages de l'enveloppe de vapeur. A la suite d'un très grand nombre d'expériences effectuées dans diverses conditions de fonctionnement, on trouva les résultats que nous allons résumer.

[1] On doit toutefois se tenir en garde, nous le répétons, quand il s'agit de l'enveloppe de vapeur, contre les essais où l'on n'a pas effectué la détermination exacte du degré d'humidité de la vapeur.

Les premiers essais furent effectués sur une machine Corliss sans condensation dont le corps du cylindre seul comportait une chemise, alimentée de vapeur par un tuyau spécial aboutissant sur la conduite de prise de vapeur et purgé automatiquement.

Les essais suivants furent effectués sur la même machine fonctionnant à condensation.

La troisième série d'expériences porta sur une machine compound tandem, à condensation, dont les corps des cylindres étaient seuls chemisés. Quand les enveloppes fonctionnaient, on y faisait passer toute la vapeur alimentant les cylindres ; quand on supprimait leur action, elles étaient ouvertes à l'air libre.

Les derniers essais furent effectués à une pression de $3^k,00$ seulement, et à une très faible vitesse de piston, $0^m,905$ par seconde.

Dans le premier cas, l'enveloppe de vapeur, bien qu'elle ne s'étendît pas sur les fonds du cylindre, réduit les pertes intérieures de 25 à 12 pour cent de la consommation idéale de vapeur à une pression initiale de 7 kil. 8 et pour un rapport de détente de 6 volumes ; elle a ramené ces pertes de 33 à 10 pour cent pour une détente de 5 volumes et de 20 à 10 pour cent pour une détente de 4,4 volumes.

A la pression considérée (7 kil. 8), l'enveloppe donne les meilleurs résultats pour une détente de 6 volumes ; quand la pression tombe à 6 kil. le meilleur rendement de l'enveloppe correspond à une expansion de 4,75 volumes environ. Au contraire, pour une pression de 3 kil.7, la valeur de l'enveloppe croît, en apparence, indéfiniment avec le degré de détente. A cette pression, le rendement pratique maximum est atteint, avec et sans enveloppe, à un rapport de détente assez bas : 3,25 environ, mais l'application de l'enveloppe permet de réaliser, dans les mêmes conditions économiques, une détente un peu plus grande. Pour les pressions de 8 kil. et de 6 kil. les rapports de détente les plus avantageux ont été respectivement de 5 et de 3,5 volumes.

En ce qui concerne la marche à condensation, on a trouvé que le rapport de détente le plus avantageux, pour une pression de 8 kil. avec ou sans enveloppe, était de 10 volumes, mais que l'enveloppe de vapeur entraînait une réduction des condensations initiales, qui variaient, sans enveloppe, de 50 à 25 pour cent suivant la valeur du coefficient de détente, à 5 pour cent et moins.

Pour la marche à condensation à 8 kil. l'allure la plus économique paraît correspondre, pour le fonctionnement sans enveloppe, à une détente de 6,5 volumes et, pour le fonctionnement avec enveloppe, à une expansion de 8,5 volumes.

La diminution des pressions initiales, dans ce cas, paraît entraîner à

la fois une réduction du rendement total et de l'efficacité de la chemise de vapeur.

La meilleure utilisation de l'enveloppe que l'on put constater au cours des essais avec condensation, a correspondu à l'emploi de la pression maximum dont on disposait et à une forte détente de 12 volumes.

Les essais effectués sur la machine compound ont eu lieu à une pression trop basse pour que l'on pût constater d'une manière complète le bénéfice dû au fractionnement de la détente. Toutefois on a constaté que l'enveloppe, dans ces machines, obéit aux mêmes lois que dans les appareils monocylindres, avec cette seule différence que son efficacité et son influence sont moindres, le rendement total du fluide étant moins affecté, par les variations du degré de détente, que dans les machines monocylindres. L'appareil compound donna les résultats les plus avantageux pour des rapports de détente compris entre 7,5 et 10,5 volumes. Ce dernier chiffre correspond à l'emploi de l'enveloppe de vapeur sur les deux cylindres.

M. Schröter a récemment effectué, dans son laboratoire de mécanique de Munich, sur une machine Sulzer ayant un cylindre de $0^m,280$ de diamètre et de $0^m,650$ de course, des essais dans le but de vérifier l'importance du rôle de l'enveloppe pour différents degrés de détente.

Il a obtenu les résultats suivants :

	53 tours					39 tours				
Admission...	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Gain %	15,7	12,25	8,96	4,57	»	18,85	16,80	14,00	8,75	6,05

Ces chiffres confirment les résultats des expériences précédentes et démontrent que le bénéfice dû à l'enveloppe augmente avec le rapport de détente et dans une mesure d'autant plus grande que la vitesse de piston est moindre. Dans les conditions les plus favorables, sinon au rendement total du moins à l'utilisation de l'enveloppe, on a constaté que cette dernière pouvait entraîner une économie de près de 20 pour cent.

Dans une autre expérience, effectuée par le même ingénieur sur une machine à triple expansion fonctionnant à une pression de 1,10 kil. avec enveloppes de vapeur aux trois cylindres, on a trouvé que la condensation totale dans les enveloppes était très considérable : environ 20 pour cent, et se répartissait ainsi :

Enveloppe du petit cylindre	2.2 %
— moyen —	6.4
— grand —	10.7
	19.3

Cette machine ne consommait que 6 kil. 10 de vapeur par cheval-indiqué.

Nous allons maintenant examiner deux cas, communiqués par M. Thurston, dans lesquels l'emploi de l'enveloppe ne s'est au contraire traduit que par une économie insignifiante ainsi que l'on pouvait s'y attendre dans l'espèce en raison de la grande vitesse du piston.

La chemise de vapeur ne présente qu'une valeur très secondaire dans son application aux appareils à grande vitesse (pour des raisons de même ordre que dans le cas des machines compound et à triple ou quadruple expansion) puisque les pertes internes par condensations initiales et réévaporations y sont réduites par la seule vitesse du piston à un chiffre déjà très bas. Il en est ainsi *à fortiori* quand la machine considérée est du système multicylindre, le mode compound ayant encore pour effet d'atténuer ces pertes.

Nous donnons ci-dessous les résultats d'essais d'une petite machine compound à grande vitesse, effectués successivement avec et sans enveloppe. On y verra que cette dernière n'a, dans le cas considéré, aucune valeur pratique.

	Avec enveloppe.	Sans enveloppe.
Pression à la chaudière	$6^k,30$	$6^k,30$
Nombre de tours par minute	343	343
Rapport de détente	3,96	3,89
Puissance indiquée . . . (chevaux)	66,81	65,57
» dynamométrique id.	54,99	54,99
Consommation de vapeur par cheval-indiqué (kil.)	11,61	11,56
» » cheval-effectif. id.	14,08	13,79

Un autre essai, effectué sur une machine tandem compound, tournant à 300 tours par minute et recevant la vapeur à une pression initiale de $6^{kil},80$, a donné les résultats suivants :

(1). — *Premier essai.*

Enveloppe au grand cylindre seul :

Puissance ind. : 64.46 chx. Cons. de vap. par cheval : $8^{kil},81$.

Enveloppe aux deux cylindres :

Puissance ind. : 65.60 chx. Cons. de vap. par cheval : $8^{kil},30$.

(2). — *Deuxième essai,* même pression.

Enveloppes aux deux cylindres :

Puissance ind. : 71.49 chx. Cons. de vap. par cheval : $8^{kil},82$.

Sans enveloppes de vapeur :

Puiss. ind. : 77.57. Cons. de vap. par cheval : $8^{kil},91$.

Ces chiffes sont relatifs à la consommation totale de vapeur, y compris celle qui était condensée dans les enveloppes. On voit qu'en pareil cas le rôle de l'enveloppe se trouve réduit à si peu de chose qu'il n'y a pas d'hésitation à conserver à cet égard. L'enveloppe de vapeur est inutile dans les machines

à grande vitesse et son action décroît en proportion inverse de la vitesse de piston.

4° *Mélange d'air à la vapeur.* — Warsopp a essayé de réduire la conductibilité de la vapeur en y mélangeant une notable proportion d'air, mais outre que ce procédé est d'une réalisation difficile, il n'est pas applicable aux machines à condensation et n'a donné que des résultats douteux, bien que l'on ait annoncé un gain de 6 à 10 pour cent.

Nous ne le citons qu'à titre de mémoire.

(B).

10. — Garnissage des parois intérieures des cylindres en matériaux mauvais conducteurs. — La seconde méthode de réduction des pertes internes, qui se présente à l'esprit, consiste à diminuer la conductibilité ou le pouvoir rayonnant des parois du cylindre en les recouvrant de matières mauvaises conductrices. Smeaton, un des inventeurs de la machine à vapeur, garnissait intérieurement déjà, il y a bientôt un siècle, les fonds et couvercles de ses cylindres de planches jointives remplissant l'office d'enveloppe calorifuge. On peut s'étonner à bon droit du petit nombre de tentatives effectuées dans cette voie et surtout des résultats souvent contradictoires qu'elles ont donnés. A notre connaissance, il n'a été fait, dans les temps modernes, que trois essais de ce genre, tous trois postérieurement à 1878 ; nous en dirons un mot.

La conductibilité des parois internes des cylindres et leur pouvoir rayonnant sont diminués, dans la pratique, par deux causes résultant du fonctionnement lui-même : le poli de ces surfaces, dû au frottement du piston, et la présence d'une mince couche de matières grasses résultant du graissage du cylindre.

On peut expliquer, par le plus grand poli intérieur de leurs surfaces, la meilleure utilisation donnée souvent par des machines après quelques semaines de fonctionnement. Les parois du cylindre, telles que l'outil les a laissées, sont loin d'être lisses et parfaitement polies et elles sont, par cela même, plus aptes à absorber et à rayonner la chaleur.

Quant au graissage, il constitue une méthode du même ordre, propre à la réduction des pertes internes, mais coûteuse, car la matière employée est dispendieuse ; on ne peut donc y avoir recours que modérément sous peine de remplacer la perte que l'on cherche à pallier par une autre plus importante. En outre, on ne saurait, avec les machines à condensation par surface dans lesquelles l'eau, résultant de la condensation, est retournée aux générateurs comme eau d'alimentation, avoir recours à un graissage abondant, à

cause des difficultés bien connues auxquelles donne naissance la présence de matières grasses dans les chaudières.

M. Thurston pense, d'après des expériences effectuées sous ses yeux, que le polissage parfait des surfaces possède, sur la réduction des pertes internes, une influence comparable à celle que présente la dessiccation absolue de la vapeur.

M. Emery a essayé, en 1889, de garnir les surfaces intérieures des cylindres et de leurs fonds de corps mauvais conducteurs pouvant supporter le frottement du piston. Il employait, dans ce but, le verre ou la porcelaine. Bien que l'on ait fait un certain bruit autour de ces expériences et que l'on ait annoncé des résultats fort encourageants, il ne semble pas que le procédé se soit généralisé.

En 1885, la Compagnie Westinghouse entreprit, dans le même ordre d'idées, une série d'expériences. On garnit de porcelaine les surfaces intérieures des couvercles du cylindre et les faces du piston, mais le bénéfice obtenu fut assez minime pour que l'on ne pût attribuer au procédé une valeur pratique. Avant d'en déduire toutefois des conclusions définitives, il faudrait savoir si ces essais n'ont pas été entrepris sur des machines à grande vitesse, à la construction desquelles cette Compagnie s'est, on le sait, plus particulièrement consacrée. Il est évident que ce prodédé, pas plus que l'enveloppe de vapeur, ne saurait donner de résultats marqués dans les appareils à grande vitesse de piston.

Dans son récent Traité de Machines à Vapeur, M. Thurston rend compte d'expériences effectuées par lui sur une petite machine dont les plaques du cylindre avaient été enduites intérieurement d'une couche de vernis spécial, mis à chaud, et pénétrant la fonte, assez poreuse. Ces essais ont été conduits avec un soin particulier, de manière que le fonctionnement ait lieu dans des conditions identiques avant et après la modification apportée aux surfaces et pour éviter toute cause d'erreur. Cette méthode donna lieu à un gain bien constaté de 10 pour cent.

Nous ne croyons guère cependant à l'avenir de ce procédé, que nous citons surtout à titre de curiosité, à cause des difficultés pratiques qu'il présente et de son action modérée. Il n'en est pas moins constant que, dans des expériences de laboratoire, effectuées en Amérique, on est arrivé à réduire de 40 à 50 °/₀ le pouvoir rayonnant et absorbant de plaques en fonte chauffées à la vapeur, en les laissant se couvrir d'une couche d'oxyde ou en les enduisant d'un vernis isolant.

(C).

11. — Augmentation de la vitesse de piston. — La diminution de la durée des phénomènes auxquels sont dus les condensations initiales, lesquels

ne sont pas absolument instantanés, par l'augmentation de la vitesse du piston, entraîne une amélioration du régime économique qui peut devenir considérable. C'est là, d'ailleurs, un fait bien connu depuis longtemps, que des expériences déjà anciennes ont prouvé d'une manière péremptoire et dont le raisonnement seul ne suffit pas à démontrer l'exactitude. Nous n'avons donc pas à y insister dans ce travail.

Il nous reste simplement à montrer quels sont les progrès effectués dans cette voie et les résultats qu'ils peuvent avoir donnés.

Il est constant que, depuis une quinzaine d'années, non seulement on a créé des types spéciaux de machines à grande vitesse, mais que l'on a successivement augmenté la vitesse de piston dans les appareils de types existants et consacrés : machines Corliss, compound, etc.

Ce perfectionnement n'a d'ailleurs pas été uniquement inspiré par le désir de réduire les condensations intérieures, mais aussi par des considérations d'un autre ordre. La concurrence, de plus en plus grande, que se font les constructeurs, les a successivement amenés à diminuer le prix de leurs machines. Il fallait pour cela établir des appareils plus légers et moins encombrants. Or, on ne disposait, pour obtenir un tel résultat, que de deux éléments : la pression et la vitesse du piston. Quand on eut atteint les pressions que l'on croyait constituer une limite pratique pour les appareils fixes, on dut se diriger forcément dans la voie de l'augmentation des vitesses. C'était d'ailleurs un moyen, propre à accroître la puissance, qui n'entraînait pas les mêmes frais supplémentaires que l'accroissement des pressions, lequel exigeait des chaudières plus lourdes et de construction plus soignée, des organes plus résistants et des cylindres plus épais. Moyennant certaines précautions, on put ainsi, à peu de frais, en adoptant une allure de marche plus rapide, accroître la puissance des machines dans une assez notable proportion. Or, l'accroissement de puissance ainsi obtenu s'est trouvé, dans la plupart des cas, supérieur à ce que l'on était en droit d'attendre de la seule augmentation de la vitesse. Alors que l'expression de la puissance d'une machine était théoriquement l'équation d'une droite passant par l'origine, on trouvait que les variations de la puissance, en fonction de la vitesse du piston, portée en abscisse, étaient représentées par une courbe, passant également par l'origine on le conçoit, mais dont la concavité était tournée vers l'axe des y.

L'excédent de puissance ainsi obtenu ne pouvait être attribué qu'à l'amélioration de l'utilisation du moteur, conséquence de l'augmentation de la vitesse d'ailleurs précédemment démontrée par des expériences précises.

L'augmentation de la vitesse avait encore entre autres un avantage pratique qui a bien sa valeur, nous voulons parler de la diminution du rapport existant entre les diamètres des poulies motrice et de transmission, ce qui se

traduit dans bien des cas par une plus grande facilité dans l'installation des machines.

L'augmentation de la vitesse de piston n'est limitée que par des considérations pratiques à une valeur qui varie suivant le type et la destination des machines, suivant la durée de leur service journalier, l'emplacement dont on dispose et la puissance absolue.

Pratiquement, pour les machines du genre Corliss, à distribution par déclic, on ne paraît pas disposé à dépasser une vitesse de 80 à 90 tours à la minute correspondant sensiblement pour les appareils de ce type, de 150 chevaux environ, à une vitesse de piston de $3^m,50$ par seconde. On adopte couramment, pour les machines fixes compound à deux cylindres, à distribution par tiroir, des vitesses de 180 à 200 tours correspondant à une vitesse de piston de $4^m,10$ environ pour les puissances de 100 à 300 chevaux et au-delà. Enfin, dans les appareils dits à grande vitesse, mais du système ordinaire, à double effet, on ne craint pas d'adopter des vitesses de 400 tours pour les appareils de 80 à 120 chevaux et de 400 tours et plus pour les petites forces. Nous ne parlons ici bien entendu que des machines fixes, car, dans les appareils de navigation et les locomotives, ces chiffres sont considérablement dépassés, certaines machines de torpilleurs de haute mer, développant de 1.000 à 1.200 chevaux tournant à raison de 180 et 200 tours par minute (vitesse de piston = $5^m,50$ par sec.), celles de plusieurs croiseurs à grande vitesse, de 3.000 chevaux et plus, tournent à raison de 180 et 200 tours. On construit même fréquemment aujourd'hui, pour les marines militaires, des appareils de 7.000 à 8.000 chevaux tournant à 110 tours, ce qui eût paru plus qu'audacieux il y a une dizaine d'années.

On n'en est pas encore là pour les machines fixes, parce que l'on n'a pas le même intérêt à réduire les poids et l'encombrement et que ces grandes vitesses ne sont pas, il faut bien le dire, sans donner lieu à beaucoup d'ennuis en service.

Quoi qu'il en soit, envisagée au point de vue spécial qui nous occupe ici, il est constant que l'augmentation de la vitesse de piston constitue une méthode de réduction des pertes qui peut soutenir la comparaison avec l'enveloppe de vapeur, une surchauffe modérée ou même le mode compound appliqué à des machines à marche lente.

Comme nous l'avons dit plus haut à propos de l'enveloppe, les grandes vitesses de piston semblent exclure la chemise de vapeur qui ne présente plus qu'un intérêt minime quand la vitesse de piston dépasse 4 à $4^m,50$ par seconde.

(D.)

12. — Adoption du mode compound et de ses dérivés. — Nous

arrivons maintenant au quatrième et dernier procédé employé en pratique pour combattre les pertes intérieures dans les cylindres des machines à vapeur, nous voulons parler de l'*application du mode compound* et des *machines à détente fractionnée*. C'est d'ailleurs le plus fécond de tous en résultats pratiques, le plus généralement employé, celui dont l'application est pratiquement la plus facile et le seul dont les avantages thermiques soient accompagnés d'avantages pratiques d'une grande portée.

Par l'adoption des trois expédients que nous avons précédemment examinés et tendant au même but, on obtenait, dans une proportion variable, le résultat désiré en diminuant la conductibilité et le pouvoir absorbant soit du fluide, soit des parois du cylindre ; le fractionnement de la détente, opérée dans plusieurs cylindres disposés en série, concoure au même but par la diminution de l'écart de température dans le cylindre qui est, nous l'avons vu, un des trois facteurs dont le produit mesure l'importance des pertes internes.

Dans les machines à « expansions successives », on limite, dans un premier cylindre, recevant seul la vapeur vive des chaudières, le degré de détente et la transformation du calorique en travail, ce qui diminue la perte par conductibilité intérieure dans ce premier cylindre. La vapeur qui s'en échappe, composée de la fraction qui n'a pas été condensée et de celle qui a été réévaporée pendant la détente dans ce cylindre, est ensuite dirigée à l'intérieur d'un second cylindre, de plus grand volume, où elle continue à se détendre, et à produire un travail utile. Le nombre de cylindres ainsi disposés en série peut être indéfini ; plus il sera considérable, plus les pertes par échange intérieur de calorique seront faibles. Toutefois, ce système donnant naissance à des pertes propres qui pourraient, si l'on poussait les choses à l'extrême, contrebalancer les avantages du mode compound, on reconnaît nécessaire de limiter le nombre de « cascades » à un chiffre déterminé que l'expérience a fixé. Nous reviendrons plus loin sur ce sujet.

L'origine de la machine compound à réservoir est aujourd'hui assez contestée. Il nous suffira de rappeler qu'elle est en somme directement issue de la machine de Wolf contemporaine de Watt et que son emploi fréquent dans la marine est antérieur à 1865. Les lois qui les régissent, n'ont, toutefois, été nettement formulées et exposées en toute rigueur que dans la dernière période décennale.

On ne doit pas, à la vérité, dans l'étude des lois qui président au fonctionnement de ces machines, établir de distinction entre les appareils compound et les machines à triple ou quadruple expansion, qui n'en sont que le développement et satisfont aux mêmes relations dans lesquelles elles entrent simplement avec un exposant différent.

Il est facile de montrer comment on peut passer de la machine monocy-

lindre à la machine compound simple et, de celle-ci, aux appareils les plus complexes du même système.

On sait que, dans une machine monocylindre, la valeur du rapport de détente le plus économique est limité à un chiffre assez bas. Admettons que ce rapport soit égal à 3 volumes pour une pression initiale de 5 kil. Si l'on veut profiter des avantages thermodynamiques que présenterait la vapeur à une pression supérieure, 10 kilogrammes par exemple, en adoptant une détente de six volumes, il devient nécessaire, toutes choses égales d'ailleurs, de fractionner cette détente en deux expansions, opérées dans deux cylindres de volumes différents, disposés en série. On donnera ainsi naissance à la machine compound. La détente totale pourra être de six volumes et, sans que nous nous soyons écartés des conditions thermiques normales, nous aurons profité d'une utilisation thermodynamique supérieure puisque la chute totale de température est plus grande sans qu'il y ait un accroissement disproportionné des pertes internes. De là un gain évident et réel.

Par un raisonnement semblable, on passerait à la machine à triple, puis à quadruple expansion. Autrement dit les appareils à détente fractionnée permettent d'obtenir une détente et une chute de température totales plus grands, par conséquent un rendement thermodynamique supérieur tout en limitant les condensations intérieures qui résulteraient d'une détente de même rapport, opérée dans un cylindre unique.

L'économie des machines monocylindres, recevant de la vapeur saturée, sèche ou humide, mais non surchauffée, est forcément limitée puisque ces appareils ne peuvent utiliser convenablement la vapeur dans les cas où celle-ci présenterait un rendement thermodynamique élevé, c'est-à-dire quand la pression initiale et l'écart total de température seraient considérables.

Le bénéfice dérivé de l'application du mode compound peut se représenter graphiquement de la manière suivante[1] (fig. 21). Le diagramme CABDO ayant été par exemple relevé à l'indicateur sur une machine donnée, si on calcule, d'après ses éléments, la consommation de vapeur sensible, on obtiendra un chiffre inférieur, de 40 à 70 °/₀, à celui qui correspond au poids d'eau d'alimentation dépensé. Cette différence ne provient que des pertes dues aux fuites ou aux condensations initiales qui ne peuvent se traduire sur le diagramme. Nous négligerons la première cause de perte qui ne doit pas subsister dans les machines bien établies, pour ne nous occuper que des condensations à l'admission. Le diagramme CA″B″D est tracé dans la supposition que les parois du cylindre ne sont nullement conducteurs de la chaleur et que le volume de vapeur sensible au cylindre, par course, est bien

[1] Voir le *Traité de Machines à vapeur* de M. Thurston.

égal à celui qui est indiqué par le mesurage direct de l'alimentation. Le volume de vapeur admis sera alors représenté par CA″ et la courbe de détente correspondante A″B″ sera située notablement au-dessus de AB. Il est donc visible que, pour une même dépense *réelle* de vapeur, l'ordonnée moyenne et par conséquent le travail seront plus considérables dans le second cas.

Autrement dit, on perd en pratique, par suite des condensations intérieures, par rapport au diagramme théorique, l'aire AA″B″B. Cette surface sera d'autant plus considérable et le rendement thermique de la machine d'autant moindre que les réévaporations pendant la période d'échappement et les condensations initiales qui en dépendent, seront plus fortes. En somme, avec la machine monocylindre, à une dépense nette de vapeur mesurée par le volume CA″ ne correspondra dans le cylindre, par suite des condensations initiales, qu'un travail correspondant à une dépense théorique représentée par le volume CA.

Or, dans les machines à expansions successives, les condensations initiales étant moindres que dans les appareils monocylindres, la dépense réelle de vapeur, pour un travail donné, possédera une valeur quelconque intermédiaire entre les deux précédentes et se rapprochera de l'une ou de l'autre suivant le degré d'efficacité du système. Le volume réellement dépensé, étant encore représenté par CA″, le volume dépensé, d'après le diagramme, sera AA′; la courbe de détente se trouvera en A′B′ et le travail développé correspondra à l'aire CA′B′DC. L'ordonnée moyenne et la puissance auront donc, à dépense réelle de vapeur égale, une valeur supérieure à celle que l'on obtiendrait avec une machine monocylindre dont le diagramme est représenté par CABD, autrement dit, la machine sera plus économique. On recueillera donc en plus, dans la machine compound, pour une même dépense de vapeur, l'énergie représentée par l'aire AA′B′B. D'après les expériences les plus dignes de foi, cette quantité peut être de 10 à 40 °/₀ suivant les cas.

Le malentendu dont les machines compound ont été l'objet n'aurait pas subsisté si longtemps si l'on avait moins considéré les diagrammes dans l'établissement de leur théorie et si l'on avait, plus tôt, fait intervenir les causes physiques et la consommation réelle de vapeur. L'examen des diagrammes, loin d'être favorable au mode compound, semble le condamner parce qu'ils ne révèlent que les pertes dues aux chutes de pression dans les réservoirs intermédiaires et ne mettent en lumière aucun des avantages du système. Ce n'est donc pas à ce point de vue qu'il faut se placer; les causes d'économie sont ailleurs.

En réalité les *avantages thermiques* des machines à expansions multiples par rapport aux appareils monocylindres proviennent des faits suivants, analysés en détail dans ces dernières années et qui peuvent être, aujourd'hui, considérés comme classiques.

I. — Les écarts de température, dans chaque cylindre, sont moindres, par suite du fractionnement de la détente.

II. — La somme des produits de la surface intérieure de chacun des cylindres, exposée à l'échauffement et au refroidissement alternatifs, par l'écart maximum des températures qui s'y produit est inférieure au produit de la surface correspondante et de l'écart de température à l'intérieur de la machine monocylindre de la même puissance [1]. C'est-à-dire : soient S, S', S'', ces surfaces pour une machine à triple expansion, T, t, t', T', les températures initiales intermédiaires et finales aux différents cylindres, S'' la surface intérieure du cylindre d'une machine monocylindre de même force, fonctionnant à la même pression et avec le même rapport de détente, on aura toujours :

$$S(T - t) + S'(t - t') + S''(t' - T') < S''(T - T')$$

III. — Détente, dans les derniers cylindres de la série, de la vapeur qui est due à la réévaporation de l'eau condensée dans les cylindres antérieurs.

Les avantages que présentent les machines à expansions multiples appartiennent à deux catégories bien distinctes qui concourent à l'amélioration du rendement total et des conditions normales du fonctionnement : (1) *Avantages Thermiques* ; (2) *Avantages Pratiques.*

Les premiers se traduisent par une diminution de la consommation de vapeur par cheval indiqué, les seconds par l'amélioration du rendement mécanique, par une diminution notable de l'usure, des frais d'entretien et souvent de la consommation d'huile de graissage, par une augmentation de la stabilité et par la possibilité d'accroître la vitesse de rotation.

Dans une machine à quadruple expansion par exemple :

La vapeur, produite par réévaporation au *petit cylindre*, se détend successivement en *triple expansion* dans les trois autres ; celle qui est produite par réévaporation au premier moyen cylindre se détend successivement en *double expansion* dans les deux autres, et ainsi de suite. Seule, la chaleur absorbée par réévaporation au grand cylindre est entièrement perdue.

IV. — Diminution de l'influence des espaces morts, pour des raisons du même ordre.

V. — Diminution des fuites aux tiroirs et aux pistons par suite de la moindre différence des pressions extérieures dans chaque cylindre.

Quant aux *avantages pratiques*, ils peuvent se résumer comme suit :

I. — Possibilité d'obtenir un grand rapport de détente avec des tiroirs ordinaires et sans avoir recours à des dispositions mécaniques compliquées.

II. — Diminution des efforts initiaux sur les pistons.

III. — Plus grande régularité des moments moteurs.

[1] Dans notre étude sur les machines compound, parue en 1885, nous avions donné le nom de « pouvoir condensant » à chacun de ces produits $S(T - t)$, $S'(t - t')$, etc.

Ces avantages ont pour résultat un meilleur rendement mécanique, une diminution notable de l'usure et des frais d'entretien et souvent même de la dépense d'huile de graissage.

De tels avantages, obtenus en somme à peu de frais et sans grande complication puisque, dans beaucoup d'applications, on est conduit, même avec des appareils monocylindres, à employer des machines jumelles à deux ou trois cylindres, justifient largement la vogue, de plus en plus manifeste, dont ces machines sont l'objet.

Les appareils à expansions fractionnées se sont d'abord répandus dans la marine, puis leurs avantages paraissant de mieux en mieux établis, leur application s'est étendue aux machines fixes.

Si les appareils compound, puis à triple et quadruple expansion, se sont tout d'abord généralisés sur mer, il y a à cela deux raisons principales. En premier lieu, la machine marine étant forcément, par son principe même, et pour des raisons d'ordre pratique, à deux et souvent à trois cylindres juxtaposés actionnant autant de manivelles, on pouvait, sans complication, les transformer en appareils à double et triple expansion. Ensuite, la consommation de charbon se traduisant par des chiffres bien supérieurs à ceux qui correspondent aux machines fixes en raison des puissances beaucoup plus grandes développées, on avait plus d'intérêt à la diminuer, d'autant plus qu'à bord, le charbon prend la place d'un fret rémunérateur.

L'Exposition de 1878 avait déjà montré que, indépendamment des machines Woolf à balancier, de tout temps employées dans certaines régions, la machine compound, à réservoir intermédiaire, commençait à prendre, pour la production de la force motrice dans les usines, la place qui lui revenait de droit. Il appartenait à l'Exposition de 1889 de confirmer cette tendance et de mettre en lumière le développement graduel des machines fixes à triple expansion jusqu'alors à peu près réservées à la propulsion des navires, application pour laquelle d'ailleurs elles n'étaient entrées pratiquement en ligne de compte que depuis 1882, si l'on excepte toutefois quelques tentatives isolées de MM. B. Normand et Elder.

La très grande majorité des machines fixes figurant à l'Exposition de 1889 étaient du système compound et l'on y comptait plusieurs machines à triple expansion. Depuis cette époque, le développement de ces machines a suivi une marche sans cesse ascendante favorisée par l'extension des usines pour l'éclairage ou les transmissions de force par l'électricité, qui entraînent souvent la création de moteurs puissants. Or, nous le répétons, c'est surtout pour les applications qui exigent de grandes puissances que les appareils à triple expansion font preuve de leurs avantages, autant pour des raisons pratiques que par suite de l'intérêt plus grand que l'on a à économiser le combustible lorsque sa dépense totale se traduit par des chiffres considérables.

On doit donc considérer, à l'heure présente, que les constructeurs sont largement entrés dans cette voie et c'est là, croyons-nous, le fait le plus saillant de l'histoire de la machine à vapeur dans les dix dernières années.

Application de l'Enveloppe de vapeur aux machines multicylindres. — Nous avons vu que, en ce qui concerne la machine monocylindre, l'enveloppe de vapeur constitue un dispositif dont l'emploi est à recommander, sauf dans quelques cas spéciaux, et se traduit par des avantages réels. En est-il de même pour les appareils à expansion fractionnée ?

Il n'est pas douteux que l'enveloppe, diminuant l'action des parois et que le système compound ou ses dérivés ne suffisant pas à la supprimer entièrement, une machine multicylindre à enveloppe sera plus économique que si on ne lui appliquait pas la chemise de vapeur. La question change donc de face et se réduit à ceci :

Etant donné que le fractionnement de la détente entraîne une diminution très notable des condensations intérieures, dans le même sens que l'enveloppe de vapeur, mais avec un effet plus considérable, doit-on considérer comme avantageux d'appliquer celle-ci aux machines multicylindres en tenant compte des dépenses d'établissement qu'elle occasionne et, pour certaines applications, du poids plus grand qu'elle entraîne ?

Dans l'état actuel de la science, il est possible de répondre d'une manière assez précise à cette question :

L'Enveloppe de vapeur ne doit être appliquée aux machines multicylindres que dans les cas où l'on recherche, avant tout, à obtenir une grande économie de combustible, sans tenir compte des autres considérations.

Elle est inutile dès que la vitesse de piston est un peu considérable puisque l'on peut, de ce côté, recueillir les mêmes avantages que donnerait l'enveloppe.

Elle est d'autant moins nécessaire que le nombre de cascades, ou de cylindres disposés en série, est plus grand. Ainsi, la chemise de vapeur, encore utile dans les machines compound, ne présente plus que des avantages problématiques pour les appareils à triple et surtout à quadruple expansion.

Si l'on décide son adoption, il est préférable de l'appliquer à tous les cylindres.

La pratique moderne est tout à fait d'accord avec ces principes. On n'applique pas ordinairement la chemise de vapeur aux appareils compound, ou surtout à triple expansion, tournant à raison de 180 à 300 tours et plus, tandis que l'on ne croit pas pouvoir s'en dispenser dans les machines élévatoires dont la vitesse de piston ne dépasse guère $1^{m},50$ par seconde.

A-t-on avantage à réaliser l'application de l'enveloppe à tous les cylindres et, dans la négative, à quel cylindre est-il le plus avantageux de l'appliquer? au point de vue uniquement pratique, le doute n'est pas possible, c'est

le cylindre à haute pression qui, présentant les dimensions minima, entraînera à ce point de vue la dépense et l'excès de poids minimum. En est-il de même au point de vue thermique ?

Evidemment non, car c'est au grand cylindre que l'écart de température est maximum puisque l'accroissement des pressions est notablement plus rapide que celui de température. Les condensations sont donc plus considérables au grand cylindre et des expériences du Pr. Schrœtter, effectuées à Augsbourg, en 1889, sur une machine à triple expansion, l'ont prouvé surabondamment :

Condensation au cylindre HP 2.2 °/₀ du poids total de vapeur.
MP 5.4
BP 7.3

Ce serait donc au grand cylindre que l'enveloppe paraîtrait la plus nécessaire si son application à un seul des cylindres de la série n'était entièrement illogique.

La théorie de la machine compound démontre, en effet, que la perte dans les machines compound, a pour mesure effective celle qui se produit dans celui de ses cylindres qui présente la moins bonne utilisation. Si donc on n'applique pas la chemise de vapeur à l'un des cylindres on augmente la perte totale dans la machine proportionnellement à la quantité dont elle s'est accrue dans le cylindre considéré par suite de l'absence d'enveloppe de vapeur.

M. Thurston a d'ailleurs analysé en détail cette action d'une manière que nous résumerons comme suit :

Supposons que l'on n'applique pas l'enveloppe au cylindre à moyenne pression, ce cylindre, étant soumis à un plus grand écart intérieur de température, sera, par suite de cette omission, plus sujet que les autres aux pertes internes. Il transmet bien au grand cylindre une quantité sensiblement égale de vapeur et de calorique, mais il accomplit un travail moindre que s'il était chemisé, ce qui réduit d'autant l'utilisation totable.

Si, au contraire, c'est le petit cylindre qui ne comporte pas d'enveloppe de vapeur, il présentera des condensations initiales plus considérables et consommera une quantité plus grande de vapeur vive. Il présente donc une utilisation moindre et transmet aux cylindres suivants de la série une proportion de vapeur plus grande et qui convient moins bien à leur fonctionnement économique. L'utilisation des autres cylindres sera donc réduite dans la même proportion que la sienne propre. En outre, comme la vapeur qui s'en échappe est plus humide, elle se trouve dans des conditions moins avantageuses pour être utilisée dans les autres cylindres.

Si maintenant on supprime la chemise de vapeur au grand cylindre, les condensations y sont augmentées et le rendement total diminue d'autant.

Ainsi, en résumé, si l'on croit avantageux de se résoudre, pour les appa-

reils compound ou à triple expansion, à l'adoption de l'enveloppe, il ne faudra pas hésiter à l'appliquer à tous les cylindres. C'est à l'ingénieur à se rendre compte de l'utilité finale de l'enveloppe au point de vue financier et de l'adopter dans son intégrité ou de la rejeter en conséquence.

Il a d'ailleurs été effectué différentes expériences dans le but de déterminer la valeur de l'enveloppe dans son application aux appareils à détente fractionnée, entre autres celles du Pr. Schrœtter citées plus haut. Il résulte de ces dernières, nous l'avons vu, que le rôle de l'enveloppe peut rester considérable même dans les machines à triple expansion et entraîner une économie notable. La quantité d'eau condensée dans les enveloppes augmenterait du petit au grand cylindre, ce qui n'a rien d'étonnant. On ne doit pas en conclure que l'enveloppe est d'un emploi plus avantageux pour le dernier cylindre de la série que pour les autres, car il peut se faire qu'une notable partie de la condensation soit effectuée en pure perte, dans l'enveloppe, pendant la période d'échappement.

Nous citerons enfin les remarquables expériences effectuées sur la machine expérimentale à triple expansion, du laboratoire Witworth, à Manchester, par M. Osborne Reynolds, professeur à l'Owens College.

Les trois machines indépendantes qui constituent cet appareil présentent les dimensions suivantes :

	Diamètre.	Course.
Cylindre HP.	$0^m,127$	0,254
MP	$0^m,203$	0,254
BP.	$0^m,305$	0,381

Tous les cylindres sont munis d'enveloppes de vapeur qui s'étendent également aux fonds et aux couvercles. La pression était de $14^k,30$ et la vapeur était admise dans les enveloppes des trois cylindres à la pression des chaudières.

On obtint les résultats suivants :

	Avec enveloppe	Sans enveloppe
Consommation de charbon par cheval-heure	$0^k,598$ à $0^k,675$	$0^k,729$ à $0^k,814$
» de vapeur »	$5^k,715$ à $6^k,340$	$7^k,200$ à $7^k,780$

En déterminant par le calcul et au moyen d'expériences précises la chaleur produite par rayonnement extérieur on trouve que les consommations de vapeur minima étaient de $5^k,465$ avec enveloppe et de $6^k,93$ sans enveloppe. Ce qui se rapproche du chiffre théorique.

Ainsi, dans ces expériences, le bénéfice dû à l'emploi de l'enveloppe montait à 25 ou 30 °/₀.

Néanmoins, ces chiffres sont trop remarquables pour n'être pas considérés comme exceptionnels et nous ne saurions admettre qu'ils soient généralement vérifiés dans la pratique journalière. D'ailleurs, dans ce cas, la

pression était trop élevée pour qu'une machine à triple expansion soit dans les conditions les plus favorables : son fonctionnement économique et les chutes de température, dans chaque cylindre, étaient évidemment considérables, ce qui augmentait le rôle de l'enveloppe. Pour utiliser, dans de bonnes conditions, la vapeur à une pression supérieure à 14 kil. il eût fallu une machine à quadruple expansion.

L'expérience que nous venons de relater prouve en tous cas que l'*enveloppe peut être un complément utile des machines à détente fractionnées lorsque le nombre des cylindres, disposés en série, n'est pas proportionné à la pression adoptée,* et que les chutes de pression, dans chaque cylindre, tendent à se rapprocher de celles qui auraient lieu dans une machine monocylindre. Ainsi, il serait nécessaire d'adopter l'enveloppe de vapeur dans une machine compound à condensation fonctionnant à une pression initiale de 10 à 11 kil. Toutefois, dans ces conditions, une machine à quadruple expansion sans enveloppe de vapeur serait plus économique encore.

Conclusions relatives au mode compound et à ses dérivés. — En résumé, si l'on y regarde de près, on reconnaîtra que les causes auxquelles est dû le régime économique des machines à n expansions proviennent de ce que la détente y est poussée plus loin et dans des conditions physiques qui assurent l'efficacité de cette détente. Le mode compound diminue en outre la sensibilité de la machine au degré d'humidité de la vapeur.

Bref, la surchauffe, quand elle est poussée à un certain degré, semble exclure ce mode de fonctionnement, puisqu'elle supprime les mêmes pertes dans des conditions plus simples en théorie. Elle conserve toutefois en pratique une infériorité manifeste à cause des difficultés que présente son emploi.

Quant à la vitesse de piston, il est évident que, même avec les machines à expansion fractionnée, on a tout intérêt à l'augmenter puisque les pertes ne sont pas entièrement supprimées par le mode compound, et que les grandes vitesses de piston sont un auxiliaire précieux à ce point de vue.

Les relations existant entre le système compound et l'emploi de l'enveloppe sont aujourd'hui faciles à résumer, comme nous l'avons vu : *La chemise de vapeur est d'autant moins utile que le nombre de cylindres à disposer en série* et la *vitesse de piston sont plus grands.* On ne devra l'appliquer à ces machines que dans les cas où l'on vise avant tout la réduction de la consommation de vapeur. Si l'on décide son adoption, on devra l'appliquer à tous les cylindres.

13. — Perte par suite de l'influence des espaces morts. — Nous avons peu de choses à dire sur ce sujet qui avait été étudié d'une manière

complète bien avant la date qui nous est donnée comme point de départ.

On peut remédier à cette perte par les moyens suivants :

1° En donnant aux espaces morts un volume aussi faible que possible.

2° En prolongeant la compression de telle sorte que la pression de la vapeur, à la fin de la course rétrograde, soit égale à celle qui règne dans la boîte à tiroir.

3° En adoptant le mode compound et ses dérivés.

En ce qui concerne la diminution du volume des espaces morts, il ne semble pas que l'on ait réalisé récemment des progrès notables. La généralisation des distributions du genre Corliss et de tous les autres dispositifs à distributeurs indépendants a permis, il y a une quinzaine d'années, tout en augmentant sensiblement la section utile de passage des conduits de vapeur, d'obtenir, même dans des appareils fonctionnant à des vitesses de piston considérables, des espaces morts dont le volume ne dépassât pas 4 pour cent du volume engendré par le piston. Bien plus, M. Farcot, en plaçant les distributeurs sur les fonds du cylindre, ce qui supprimait le secteur formé, dans les distributions Corliss, entre le plan de la lumière du conduit de vapeur sur sa glace et la surface du cylindre, avait pu, dès avant 1878, construire des machines dans lesquelles le volume de l'espace mort n'était pas supérieur aux 0,02 de la capacité intérieure du cylindre. Il était difficile d'aller plus loin et nous n'avons à constater aucun progrès dans cette voie.

Il n'en est pas tout à fait de même en ce qui a trait à la compression. Grâce aux considérations thermiques qui sont venues s'ajouter à celles qui régissent le rôle des espaces morts, et à une meilleure connaissance des phénomènes qui président à l'heureuse influence de la compression, les constructeurs ne craignent plus, comme nous le verrons ailleurs, de recourir à des rapports de compression permettant d'obtenir, à la fin de la course, une pression au moins égale à celle qui règne dans la boîte à tiroir, annulant complètement ainsi la perte que nous considérons.

Bien plus, on a reconnu que, particulièrement pour les appareils à grande vitesse, on avait intérêt à disposer devant le piston, un matelas de vapeur élastique, de capacité assez grande, à la fin de la course, pour diminuer les effets de l'inertie. La compression permettant d'en atténuer d'autre part l'action nuisible on n'a pas craint de recourir, pour beaucoup de ces machines, à l'adoption d'espaces morts qui eussent paru disproportionnés il y a une dizaine d'années. De là, pour les machines à grande vitesse, ou du moins à vitesse moyenne, l'abandon, dans bien des cas, des distributions à déclic, abandon d'autant plus justifié que le système compound ou ses dérivés permet, même avec des distributions ordinaires plus simples, d'obtenir de grands rapports totaux de détente.

Bien que cela puisse paraître paradoxal, il est permis de dire, à ce point de vue, que le progrès, du moins pour les appareils à grande vitesse, a plutôt eu pour résultat l'augmentation du volume des espaces morts. Mais ce n'est là, il faut le dire, qu'un des côtés de la question ; pour les machines monocylindres à faible vitesse de piston, les distributions à déclic et les faibles espaces morts sont restés en honneur.

Quant au mode compound, il constitue en réalité, compression à part, un moyen de diminuer l'influence des espaces morts, dans une proportion d'autant plus grande que le nombre des cylindres disposés en série est plus considérable. La perte réelle de vapeur n'est due en effet qu'au rôle de l'espace nuisible du grand cylindre puisque la vapeur, qui reste emprisonnée à la fin de la course dans les espaces neutres des autres cylindres, vient se détendre ultérieurement dans les cylindres suivants. Il existe bien, de ce fait, une faible perte due à ce que la vapeur contenue dans l'espace mort de chaque cylindre est soumise à une détente totale moindre que la vapeur agissant comme fluide moteur dans le cylindre. Ainsi, dans une machine à triple expansion, la vapeur, contenue dans l'espace mort du petit cylindre supposé ne pas comporter de compression, ne se détend que suivant le mode compound, et celle qui reste emprisonnée dans les espaces morts du moyen cylindre ne se détend plus qu'une fois dans le cylindre à basse pression. Le volume de ces espaces morts augmente évidemment d'un cylindre à l'autre, mais comme la pression de la vapeur qu'ils renferment décroît proportionnellement, on peut admettre que les poids de vapeur contenus dans les espaces morts des trois cylindres de la série sont sensiblement constants. La compression vient d'ailleurs diminuer cette perte déjà inférieure à celle qui aurait lieu dans une machine monocylindre de même puissance puisque la vapeur contenue dans l'espace mort du cylindre de détente a déjà, par son expansion, effectué un travail utile et que la quantité d'énergie calorifique qu'elle contient, à poids égal de vapeur, est inférieure à celle qu'elle possédait initialement.

Malheureusement, la courbe de compression étant sensiblement une branche d'hyperbole équilatère ayant pour asymptotes les axes de coordonnées (volumes et pressions), et dans les machines compound à condensation, la contrepression ou la pression au commencement de la période de refoulement étant très basse, il est impossible d'obtenir, pour le grand cylindre, une compression suffisante et l'on doit enregistrer de ce fait une déperdition sensible de calorique.

Cette perte se trouve encore accrue de ce fait que, pour obtenir une section de passage suffisante dans les lumières du cylindre de détente, on est amené à adopter des conduits volumineux qui s'adaptent mal à la forme de ce cylindre et augmentent la capacité des espaces morts par rapport

au volume engendré par le piston. On pourrait donc, à ce point de vue, conseiller l'adoption des distributions à déclic sur les machines compound, tout au moins pour le grand cylindre. Nous verrons d'ailleurs que la plupart des grandes machines fixes à double ou à triple expansion, construites en France et en Belgique dans ces dernières années, comportent des distributions de ce système.

14. — Perte par Détente Incomplète. — Quant à la perte par détente incomplète, sa diminution accompagne forcément l'adoption d'un des moyens, précédemment décrits, de réduction des pertes internes, qui se traduisent, en somme, par la possibilité d'accroître le degré de détente sans donner lieu à des condensations intérieures exagérées. L'emploi du mode compound par exemple permet d'augmenter la détente dans une proportion considérable sans que le bénéfice obtenu soit entièrement compensé par une autre perte, et c'est de là que proviennent en réalité les avantages qu'il présente.

Il n'y a donc pas lieu d'insister sur ce point.

15. — Conclusions générales relatives aux différentes méthodes employées pour réduire les condensations initiales. — De tous les moyens que nous venons d'examiner, propres à atténuer les pertes internes par échanges de chaleur entre la vapeur et les parois du cylindre, trois seulement : la *Surchauffe*, l'*Enveloppe de vapeur* et le *Mode compound*, doivent être considérés comme d'un emploi en somme pratique et d'une efficacité certaine. Encore ces trois expédients, qui s'excluent d'ailleurs mutuellement, ne sont-ils pas également avantageux ou usités.

La *Surchauffe* de la vapeur constitue, nous l'avons vu, le plus énergique et le plus complet des remèdes quand il est possible de la pousser assez loin, ce qui, d'ailleurs, n'est malheureusement pas encore réalisable dans la pratique. C'est, de ces différentes méthodes, la seule qui, appliquée avec l'énergie voulue, soit capable de supprimer entièrement les pertes internes par condensation et cela sans constituer, d'autre part, une perte qui vienne contrebalancer l'effet des avantages obtenus. L'époque où la surchauffe de la vapeur pourra être couramment et pratiquement réalisée dans la mesure dont elle est susceptible théoriquement, ne paraît pas encore proche et c'est au troisième de ces procédés, à l'application du *Mode Compound*, que l'on s'adresse de préférence depuis quelques années, dans la recherche de l'amélioration du rendement thermique. Si ce moyen n'est pas aussi radical que le précédent, il est du moins d'une application simple et peu coûteuse, il présente, à d'autres points de vue, des avantages d'ordre pratique que l'on ne saurait dédaigner, et permet en somme, quand le nombre de cylindres

disposés en série est suffisamment grand, d'obtenir des résultats économiques remarquables.

Contrairement à ce qui a lieu pour la surchauffe, il existe, pour ce procédé, une limite au-delà de laquelle le bénéfice obtenu par la réduction des pertes internes est contrebalancé par les pertes propres au système, telles par exemple que l'augmentation excessive des surfaces exposées au rayonnement extérieur et des frottements, quand on augmente, au-delà d'une certaine limite, le nombre de cascades. Si ces pertes n'existaient pas, le rendement total augmenterait indéfiniment avec le nombre des expansions. Les considérations relatives au prix de revient interviennent en outre forcément et déterminent une limite, rapidement atteinte, au-delà de laquelle le bénéfice obtenu serait inférieur à l'intérêt et à l'amortissement du capital engagé dans l'établissement des organes supplémentaires. Aussi, les constructeurs s'en tiennent-ils, à l'heure présente, à la triple expansion pour les machines fixes et à la quadruple expansion pour les appareils de navigation. Aucun d'eux n'a cru nécessaire encore d'aborder la quintuple expansion.

Quant à l'*Enveloppe de vapeur* elle constitue certainement la moins énergique de ces trois méthodes préventives mais aussi celle dont l'application est la moins coûteuse. Nous avons vu que, dans les circonstances les plus favorables à son efficacité, elle ne possède qu'une action limitée, très inférieure à celle dont pourrait faire preuve la surchauffe et que le mode compound présente dans l'application journalière. En outre, son fonctionnement est soumis à des conditions contradictoires et à des pertes propres qui en limitent la portée et peuvent, dans bien des cas, la rendre inefficace sinon nuisible.

Bref, la chemise de vapeur n'est en réalité qu'un accessoire intéressant, mais secondaire, des machines monocylindres ou compound, tandis que le fractionnement de la détente constitue un système complet et distinct, régi par des lois qui ne laissent aucun doute sur son efficacité dans tous les cas considérés et qui a donné naissance à l'un des plus grands perfectionnements qui aient été réalisés depuis de longues années dans la construction des machines à vapeur. Quant à la surchauffe, il est possible que le plus grand avenir lui soit réservé, car les difficultés que présente son application ne sont pas en somme insurmontables, mais, jusqu'ici, on n'est pas autorisé, malgré quelques applications intéressantes, à la considérer comme entrée définitivement dans le domaine de la pratique.

L'*Augmentation* de la vitesse du piston dont l'effet, au point de vue physique, est incontestable, est déterminée le plus souvent par des considérations d'ordre différent étrangères au fonctionnement thermique du moteur. Elle est toujours avantageuse à ce point de vue et vient en aide aux autres procédés de réduction des pertes internes. Comme elle ne nécessite aucune

installation spéciale, qu'elle est en réalité indépendante de la construction même de la machine, si ce n'est au point de vue de la disposition des organes soumis au frottement, elle n'est jamais incompatible avec l'adoption d'aucun des systèmes précédents. Son effet vient s'ajouter au leur, mais dans une proportion variable, suivant que les conditions du fonctionnement de la machine considérée sont plus ou moins favorables à la production des condensations internes.

AMÉLIORATION DU RENDEMENT MÉCANIQUE

16. — L'Utilisation Mécanique des Machines à Vapeur a été améliorée dans ces dernières années grâce à un certain nombre de perfectionnement qui se traduisent simplement par la diminution des pertes dues au frottement dépendant, les unes du type même de machine adopté, les autres du soin apporté dans sa construction, sa conduite et son entretien. On peut classer comme suit ces divers perfectionnements dont la nomenclature reste l'énoncé des desiderata que l'ingénieur ne doit jamais perdre de vue :

1° Diminution des efforts initiaux, par conséquent régularisation des moments moteurs et diminution du poids des volants ;

2° Réduction correspondante des efforts indirects tels que la poussée latérale sur les glissières ;

3° Suppression des chocs ;

4° Bonnes proportions données aux principaux éléments de la machine et aux surfaces frottantes ;

5° Rigidité des bâtis ;

6° Simplicité des organes et réduction de leur nombre au strict minimum imposé par le système d'appareil adopté ;

7° Adoption des matériaux les plus convenables pour la composition des surfaces frottantes ;

8° Ajustage et montage aussi parfaits que possible ;

9° Graissage efficace.

Les perfectionnements dans cette voie résultent quelquefois indirectement de dispositions effectuées dans un autre but. Nous citerons comme exemple les avantages que présentent, au point de vue de la réduction des efforts initiaux sur les pistons, les machines à expansion successive à plusieurs manivelles adoptées en vue de réaliser une économie de vapeur.

La réduction des efforts initiaux peut entraîner l'amélioration du rendement mécanique parce qu'elle diminue l'effort sur les paliers dû à la pression du piston au commencement de la course, alors que le bras de levier de la poussée exercée sur le bouton de manivelle est très faible et que, par conséquent, le moment moteur a une valeur peu considérable. Toutefois la régularité des

moments moteurs, due à l'emploi de plusieurs cylindres conjugués, surtout s'ils fonctionnent en série, a, sur le rendement mécanique, une influence plus marquée. Si, en effet, cette régularité était parfaite, on pourrait supprimer les paliers moteurs [1], l'arbre se trouvant en équilibre sous l'action des efforts combinés sur les manivelles.

Les machines à triple et quadruple expansion qui représentent actuellement, sauf de rares exceptions, la plus haute expression de la machine à expansions successives, adoptée à terre, présentent, au point de vue pratique, par rapport aux appareils ordinaires, les avantages suivants :

1° Diminution des efforts initiaux ;

2° Plus grande régularité des moments moteurs, lesquels se traduisent finalement par une réduction dans la dimension des organes et par une diminution des frottements entraînant une meilleure utilisation mécanique. Malheureusement ces considérations sont un peu théoriques et il existe à ce point de vue une limite, assez vite atteinte, au fractionnement de la détente et au nombre des cylindres, provenant de l'augmentation du nombre des organes en mouvement et des surfaces frottantes. Aussi, le rendement mécanique des machines compound ou à triple expansion n'est-il jamais que peu supérieur et souvent inférieur à celui des appareils monocylindres fonctionnant dans les mêmes conditions. Les moyennes de quatre essais au frein exécutés par M. Walther-Meunier sur des machines compound et de deux essais sur des machines monocylindres ont donné respectivement, pour ces deux types, un rendement mécanique de 0,881 et de 0,911, soit 3 °/₀ en faveur de la machine monocylindre. Les documents nous manquent encore un peu à ce sujet, car la plupart des machines à triple expansion construites à ce jour l'ont été pour la marine où l'on ne mesure que les puissances indiquées. Quoi qu'il en soit, il paraît à peu près certain qu'au point du rendement mécanique, les machines à triple expansion ne font preuve d'avantages réels que pour les grandes puissances. Dans les forces inférieures à 150 chevaux, elles ne présentent plus, à terre, d'avantages sérieux ; il vaut peut-être mieux leur préférer les appareils compound à deux cylindres. Au-dessous de 50 chevaux pour les appareils à grande vitesse et de 20 chevaux pour les machines ordinaires, le système monocylindre paraît encore le plus avantageux.

La plus grande régularité des machines multicylindres à plusieurs manivelles permet de diminuer le poids du volant et par conséquent les efforts sur les paliers.

Le meilleur équilibre des moments moteurs, dans les appareils à plusieurs manivelles, permet, et l'expérience journalière le prouve, d'augmenter le

[1] Nous supposons implicitement que les cylindres sont contenus dans le même plan, sans quoi cette proposition n'est plus vraie.

nombre de tours par unité de temps tout en diminuant l'usure et les frais d'entretien.

De la réduction considérable des efforts initiaux ressort aussi cette vérité, d'apparence paradoxale, qu'il est souvent possible de diminuer le poids des machines en adoptant le mode compound. Encore n'est-il pas ici question des chaudières qui sont d'autant moins volumineuses que la machine est plus économique. Le nombre des organes est plus grand, il est vrai, mais ces organes, bielles, cylindres, etc., seront beaucoup plus légers. Il en est de même des surfaces frottantes qui pourront être moins étendues puisque l'on n'a plus à les calculer que pour des pressions maxima très inférieures.

Avec les pressions élevées et les grandes puissances qui tendent à se généraliser, le système compound, à ne l'envisager même qu'au point de vue pratique, s'impose tous les jours davantage. Il serait impraticable de construire des appareils monocylindres aux très hautes pressions et avec un rapport de détente considérable impliquant d'énormes variations dans les pressions effectives sur le piston. On serait amené à des dimensions d'organes et de surfaces frottantes, qui entraîneraient un poids énorme, rendraient la machine d'une construction ou d'un entretien coûteux et d'une surveillance difficile. En outre, le poids même de ces organes et des énormes volants qu'il faudrait adopter viendraient accroître le frottement total.

Nous avons parlé plus haut des frottements résultant d'efforts indirects. Nous appelons ainsi, par exemple, le frottement dans les glissières qui peut être réduit en allongeant suffisamment la bielle motrice, ce dont les constructeurs modernes ne se font pas faute. On donne généralement aux bielles des machines Corliss une longueur égale à cinq fois au moins le rayon de la manivelle. Toutefois, on est un peu limité de ce côté, même en admettant que l'espace ne fasse pas défaut, à mesure que les vitesses augmentent. Les trop longues bielles sont sujettes à fouetter, dans leur plan d'oscillation, sous l'action de la force centrifuge et de leur inertie. Il peut en outre, au-delà d'une certaine limite, en résulter une augmentation du frottement sur les boutons de la manivelle et de la crosse due au même effet. On ne devra pas s'étonner de voir que, dans ces machines à grande vitesse, les bielles sont relativement moins longues que dans les appareils à marche lente.

Le frottement des tiroirs présente une importance considérable et absorbe plus de travail que celui des distributeurs genre Corliss. Dans les machines à tiroirs plans ordinaires et à grande vitesse, on a généralement avantage, malgré la complication, à munir le tiroir d'un compensateur. L'utilisation mécanique d'une petite machine de 20 chevaux, citée par M. Thurston, est passée de 89 à 92,5 °/₀ par la simple substitution d'un tiroir équilibré à un tiroir ordinaire.

Comme les compensateurs sont compliqués, souvent peu efficaces et qu'ils nécessitent beaucoup d'entretien, on leur préfère aujourd'hui l'emploi des tiroirs cylindriques ou à piston, entièrement équilibrés également, mais plus simples. Ces tiroirs présentent l'inconvénient de n'être pas toujours parfaitement étanches, aussi en préfère-t-on l'emploi pour les petits cylindres des machines compound où les fuites présentent peu d'importance puisque la vapeur qui viendrait à passer directement à l'échappement va se détendre au grand cylindre.

La proportion de la course au diamètre a aussi une influence sur la marche régulière d'une machine et sur son rendement mécanique. Toutes les fois qu'on le pourra, à ce point de vue, on aura avantage à adopter de grandes courses. Dans une même puissance totale, les efforts initiaux sont évidemment moindres puisque la surface du piston est plus faible. En outre, et c'est un fait connu, sans qu'il soit peut-être bien explicable, les machines à faible course sont d'un fonctionnement moins régulier et moins sûr que les appareils à grande course, comme nous l'avons dit ailleurs. La supériorité que présentent à cet égard les machines des bâtiments du commerce sur les appareils ramassés des navires de guerre est incontestable et maintenant bien reconnue.

En somme, si les machines à faible course coûtent généralement moins cher de premier achat, en revanche, elles sont d'une surveillance plus difficile et nécessitent un entretien plus dispendieux.

Depuis quelques années, il a été effectué beaucoup d'expériences ayant pour but de déterminer l'importance relative des frottements des différents organes des machines à vapeur. Nous citerons quelques-uns des résultats obtenus.

MM. Carpenter et Preston ont constaté que, dans une petite machine à grande vitesse de 20 chevaux, à tiroir ordinaire et à détente variable par le régulateur, le frottement se distribuait comme suit :

	Frott^t en chevaux.	Frott^t pour cent.
Arbre et excentrique . . .	0.867	42.4
Tiroir	0.560	27.4
Piston et sa tige	0.328	16.1
Crosse et son bouton . . .	0.174	8.5
Bouton de manivelle . . .	0.115	5.6
	2.044	100.0

D'après des travaux récents de M. Thurston, le frottement se répartirait comme suit dans une machine de 15 chevaux, tournant à 200 tours et possédant un cylindre de $0^m,180 \times 0^m,250$:

Arbre.	0.57 chx.	
Bouton de manivelle. . .	0.38	
» de crosse	0.08	
Glissières	0.12	
Tiroir.	0.68	(équilibré, seulement 0.17).
Excentrique	0.48	
Piston	0.13	
Garniture	0.20	
	2.64 chx.	

ce qui correspond à un rendement mécanique de 88 °/₀. On voit que les frottements de l'arbre, des excentriques et du tiroir constituent les principaux facteurs de la dépense de force absorbée par les frottements internes et que la compensation des tiroirs peut donner à ce point de vue des résultats avantageux.

C'est surtout par un ajustage et un montage soignés, autant que par le choix de matériaux convenables pour les coussinets, que les constructeurs modernes cherchent à améliorer l'utilisation mécanique des machines. Il est toutefois un point sur lequel nous désirons attirer l'attention ; nous voulons parler de l'inopportunité de l'emploi de l'acier très doux pour la confection des arbres, tourillons et surfaces frottantes. L'acier, qui présente à cet égard certains avantages apparents sur le fer par suite de la suppression des lèvres de soudures, des cendrures et autres défauts capables de créer des points de dureté variable et d'entamer les coussinets, présente quand il est trop doux, et dans les conditions ordinaires de la pratique, un coefficient de frottement élevé. En outre, il est sujet à s'écailler et à devenir rugueux après quelque temps de service. Cette action est particulièrement sensible pour les arbres des machines marines dont on arrose souvent les tourillons à l'eau de mer pour empêcher les échauffements.

A ce point de vue, rien ne vaut le fer cémenté, trempé et rectifié que l'on devra employer chaque fois qu'il sera possible pour la confection des tourillons, boutons de manivelles, etc. C'est ce qu'ont bien compris MM. Lecouteux et Garnier qui avaient exposé en 1889 une de leurs machines-pilons à grande vitesse dont l'arbre était composé de cinq parties soigneusement assemblées : les tourillons de la bielle et des paliers étaient en fer cémenté et trempé. Malheureusement la cémentation et la trempe ne sont pas applicables aux arbres coudés, forgés d'une seule pièce et le sont difficilement aux pièces droites de grandes dimensions. Toutefois, à ce point de vue, on pourrait recommander la « trempe au prussiate » employée par certaines compagnies de chemins de fer et qui permet d'obtenir des surfaces d'un poli magnifique.

Le garnissage intérieur des coussinets avec différentes compositions d'antifriction, est un usage qui paraît tendre à se répandre dans la construction des machines fixes, bien que l'on en fasse un moins grand usage que pour les appareils de navigation et dans les chemins de fer.

C'est là un sujet sur lequel nous avons insisté dans le paragraphe relatif aux coussinets.

Le rendement mécanique des machines à condensation étant inférieur à celui des appareils à échappement libre, on s'est demandé s'il ne serait pas avantageux de supprimer l'emploi du condenseur dans bien des cas. Il est évident d'ailleurs que le gain résultant de son adoption diminue à mesure que les pressions de régime augmentent. Il est incontestable que, dans les cas où le prix de l'eau dépasse un certain chiffre, on a commercialement avantage à supprimer la condensation. On en a récemment vu de nombreux exemples dans les installations électriques au cœur des grandes villes et l'on peut dire, sans crainte d'exagération, que les tendances actuelles sont plutôt vers la diminution que vers l'augmentation du nombre des machines à condensation, même de grandes puissances. On ne peut guère s'en rendre compte dans les Expositions où les constructeurs cherchent avant tout à montrer des machines présentant une faible consommation de vapeur ; il n'en est pas de même dans les applications usuelles, et nous pourrions citer de nombreux exemples d'appareils, de types qui fonctionnaient à condensation à l'Exposition de 1889, marchant normalement dans l'industrie avec échappement à l'air libre.

CHAPITRE II

CONSIDÉRATIONS RELATIVES AU TYPE DE MACHINE A ADOPTER EN VUE D'UN SERVICE DÉTERMINÉ

Utilisation totale des machines, considérée au point de vue du résultat financier. — Prix de revient total et coût annuel de la puissance. — Détermination du rapport de détente le plus avantageux et du mode suivant lequel cette détente doit être effectuée. — Vitesse de piston. — Comparaison des principaux types considérés dans leur ensemble ou dans leurs détails de construction. — Choix des proportions, rapport de la course au diamètre du cylindre.

Classification des machines à vapeur fixes et marines. — Comparaison entre les appareils à simple et multiple expansion. — Disposition des cylindres dans les machines à expansion fractionnée.

17. — Avant de Pousser Plus Loin l'Etude d'un Appareil à Vapeur, il est indispensable de déterminer, à l'aide d'observations raisonnées et de comparaisons, quel type de machine est le plus avantageux dans la circonstance soit au point de vue purement financier, soit en ce qui concerne son appropriation aussi satisfaisante que possible au genre de service auquel on la destine.

C'est à la suite de cette étude que l'on établira les proportions qu'il convient d'adopter, lesquelles d'ailleurs, du moins dans leurs relations mutuelles, découlent en partie du type choisi.

La première opération, dans l'étude d'un avant-projet de machine à vapeur, consiste donc à faire un choix judicieux du type d'appareil à adopter. Bien des circonstances d'ailleurs viennent guider l'ingénieur dans cette recherche et souvent même, pour peu qu'il ait une certaine expérience, ne lui laissent, *à priori,* aucun doute à cet égard. Toutefois les cas sont nombreux où, les conditions de service, la destination du moteur, le genre d'industrie

auquel il s'applique étant nettement définis, il est néanmoins nécessaire de peser soigneusement les avantages ou les inconvénients que peuvent présenter chacun des types qui semblent, de prime abord, applicables dans la circonstance. Ce sont des considérations auxquelles on n'attache pas toujours assez d'importance et l'on rencontre fréquemment dans l'industrie des exemples qui prouvent combien leur importance est souvent méconnue.

D'autre part, le constructeur se trouve fréquemment, au cours de sa carrière, en présence de problèmes nouveaux et d'applications spéciales pour lesquelles il ne peut se laisser guider uniquement par son expérience préalable et qui nécessitent, de sa part, une étude attentive du programme à réaliser et des conditions imposées, afin de résoudre le problème d'une manière judicieuse et rationnelle.

D'ailleurs, disons-le, les intérêts du constructeur et du propriétaire d'appareils à vapeur étant souvent en désaccord il devient nécessaire, quelles que soient la bonne foi et la science du premier, que, s'il s'agit d'installations importantes, les intérêts du second soient sauvegardés par une personnalité compétente.

On doit se placer tout d'abord au point de vue financier, tenant compte des dépenses de premier établissement, de fonctionnement, d'entretien et au point de vue pratique concernant l'appropriation complète du moteur au genre de service qui lui est demandé.

Le problème qui se pose en réalité à l'ingénieur, a dit M. R. Thurston [1], ne consiste pas uniquement dans l'application pure et simple des machines à la transformation de l'énergie suivant les meilleurs principes de la mécanique : il se complique d'un côté économique et consiste finalement à rechercher les méthodes propres à transformer puis à utiliser les forces naturelles de la manière la plus économique et la plus productive d'utilités et à disposer les machines les plus convenables pour atteindre ce but.

On ne doit pas considérer le prix de revient au seul point de vue de la machine proprement dite, mais encore envisager toutes les dépenses directes ou indirectes qui concourent au résultat final. Ainsi, le prix d'une machine et le coût de son entretien ou de son fonctionnement ne consiste pas uniquement dans les dépenses relatives à sa construction, à sa conduite et à son graissage : il doit comprendre encore les frais de transport et de montage, les dépenses nécessitées par les installations diverses, ou le loyer des terrains occupés et l'intérêt des sommes engagées. Les dépenses courantes d'entretien doivent également comprendre un grand nombre de frais accessoires auxquels il faut encore ajouter l'amortissement et les dépenses relatives aux réparations. En réalité la question qui se pose pour le propriétaire d'un appa-

[1] Voir Thurston, *Traité de la Machine à vapeur*, tome II, chap. VIII.

reil consiste à reconnaître dans quel sens l'introduction et l'emploi de cette machine ont modifié l'équilibre de son budget.

La question technique se mélange donc intimement à la question financière et l'on doit les subordonner l'une à l'autre.

Il ne sera pas rationnel, par exemple, dans une région où le charbon est à bas prix , de se livrer à de grandes dépenses pour obtenir des chaudières ou des machines compliquées et très économiques. Si au contraire la machine est destinée à un pays éloigné de tout centre de production houillère, où le combustible est par conséquent très cher, on sera justifié d'adopter des dispositions compliquées et coûteuses, destinées à assurer l'augmentation du régime économique de l'appareil.

S'il est prouvé qu'une installation d'appareils à vapeur se trouve posséder la meilleure utilisation financière, par comparaison avec d'autres dispositions qui auraient pu être adoptées, soit dans les plans et dispositions d'ensemble, soit en ce qui concerne le mode de construction considéré dans ses détails, on peut conclure que le résultat fait honneur à l'ingénieur ou au constructeur et que ce problème a été résolu au mieux des intérêts de l'industriel qu'ils représentent, quelqu'apparente que pourrait être la supériorité de tel ou tel autre système de machine proposé.

L'ingénieur doit répudier toute idée préconçue et accepter un compromis entre les conditions si diverses, souvent contradictoires, qui lui sont imposées.

Dans une étude comme celle dont il est ici question, c'est le prix de revient *total*[1] qu'il convient de faire entrer en ligne de compte.Ce prix total doit comprendre l'intérêt, l'amortissement, les frais annuels de réparation ; la dépense de vapeur et par conséquent de combustible ; les dépenses constantes telles que main-d'œuvre (mécanicien, chauffeur, etc.), frais de graissage et petites fournitures.

Puisque, pour être économique, le fonctionnement exige un grand rapport de détente, et par conséquent une machine volumineuse, dont l'emploi entraînera une diminution de la dépense de vapeur et des dimensions de la chaudière, il devient évident que le problème sera partiellement résolu après que l'on aura déterminé quelles sont les proportions des machines et des chaudières qui donneront les résultats économiques les plus avantageux à considérer l'ensemble des dépenses après que l'installation sera amortie ou hors d'usage.

Or, cette question est tranchée quand on a choisi le rapport de détente le plus avantageux au point de vue commercial puisque l'on détermine en même temps la pression moyenne et les dimensions de la machine et de la chaudière.

[1] Thurston, *Traité de la Machine à vapeur*, tome II, chap. VIII.

Une machine plus grande et une chaudière plus faible, ou inversement, accompliraient alors le travail dans des conditions moins économiques.

Le prix de revient total englobe les dépenses de premier achat et d'entretien, le coût annuel de la puissance y compris les frais généraux afférents.

M. Thurston a divisé le *coût annuel de la puissance* développée par une machine à vapeur, en trois chapitres principaux à savoir :

1° En certaines dépenses invariables, que la puissance soit produite par une machine de grandes dimensions relatives et à détente prolongée alimentée au moyen d'une chaudière de surface et de volume restreints, ou inversement. Ce sont surtout l'amortissement des bâtiments et locaux, les impôts, le prix des réparations, les loyers, les salaires des agents.

2° Dans l'intérêt du capital engagé pour l'installation de la machine, les dépenses d'entretien proprement dites et l'amortissement de cette dernière, les dépenses d'huile, etc. Ces frais varieront en effet avec les dimensions de la machine considérée.

3° Dans les dépenses qu'entraîne la production de la vapeur : dépense de combustible, variable avec le rendement de la machine, intérêt du capital représenté par les chaudières, leur installation et les bâtiments qui les abritent, amortissement et réparations relatives à ce chapitre dépenses, variables avec les dimensions des chaudières.

Les considérations financières jouent donc un rôle des plus importants ; toutefois, on ne doit pas leur sacrifier les conditions d'où dépend un bon fonctionnement qu'il faut chercher à assurer par tous les moyens. On ne doit pas perdre de vue que des considérations d'ordre industriel viennent souvent modifier les conclusions auxquelles peut conduire l'étude du problème tel que nous l'avons envisagé.

Les transformations importantes imposées à un constructeur dans la construction de ses types ordinaires de machines en vue d'une meilleure appropriation à un service donné, entraîneront infailliblement une augmentation du prix de revient qui ne sera pas toujours en rapport avec les avantages obtenus d'autre part. Pour que le problème soit entièrement résolu on ne devra grever le prix d'établissement de frais supplémentaires que si les bénéfices obtenus en service, soit par la diminution des dépenses d'entretien, de conduite et de fonctionnement, soit par l'amélioration du service, paraissent au premier abord bien nets et irréfutables. Et il n'en sera guère ainsi que dans les grandes installations.

S'il semble parfaitement rationnel à première vue que le propriétaire d'une machine, c'est-à-dire la partie qui doit utiliser cette machine ou l'appliquer à une industrie déterminée, puisse imposer au constructeur le choix du type et du système d'appareil qui lui paraît le mieux approprié au service auquel il

le destine et le plus avantageux à ses intérêts en ce qui concerne les frais d'entretien ou l'économie du fonctionnement, il n'en reste pas moins certain qu'il sera soumis jusqu'à un certain point à se plier aux convenances du constructeur et devra quelquefois renoncer à des modifications qui, finalement, accroîtraient ses dépenses totales par l'augmentation des frais de première installation. Ces observations ne s'adressent qu'aux industriels ou aux armateurs. Elles ne sauraient s'appliquer aux Compagnies de chemins de fer ou à la Marine militaire qui doivent, tout en faisant la part des intérêts de chacun, rester seules juges du matériel qui leur convient, les questions de sécurité ou de bon service dans le premier cas, d'intérêt national dans le second, primant toute autre considération. D'ailleurs l'importance des commandes annuelles des grandes administrations permettent aux constructeurs de modifier leur outillage ou leurs types en vue de leur donner toute satisfaction. La plus grande indépendance doit être laissée à l'ingénieur en ce qui concerne la construction des bâtiments de guerre pour lesquels de nouveaux problèmes se posent chaque jour, la recherche de vitesses de plus en plus considérables entraînant constamment des transformations nouvelles en même temps que les modifications incessantes des conditions de combat ou de tactique imposent des solutions spéciales.

Il intervient d'autres considérations par lesquelles l'ingénieur doit se laisser guider en tenant compte des conditions particulières du service qu'auront à effectuer les machines.

Ainsi, en résumé, on doit déterminer avant tout, avec une certaine approximation, quel est le rapport de détente le plus avantageux dans la circonstance. On recherchera ensuite, en vertu des mêmes considérations, si cette détente devra être opérée dans un cylindre unique ou fractionnée dans plusieurs. Puis viendront la détermination de la vitesse de piston et le choix définitif du système de machine, à savoir si cette dernière sera horizontale ou verticale, à distribution par tiroir ou par obturateur à déclic, etc. C'est alors que l'on fixera les proportions générales de l'appareil dont la détermination devra immédiatement précéder le calcul des dimensions absolues du cylindre et des organes fixes ou mobiles.

Détermination du degré de détente. — Un des côtés les plus intéressants du problème réside dans la détermination de la limite absolue de la détente. On admet en théorie que le rapport de détente le plus avantageux pour obtenir les rendements maxima soit de la machine, soit du fluide, soit même du capital engagé croissait sans limite avec la pression. Il est cependant certain qu'il existe, pour tous ces rapports de détente correspondant à l'utilisation maximum, une limite au-delà de laquelle on ne peut plus augmenter

économiquement le degré d'expansion même en admettant que les pressions suivent une marche ascendante parallèle et indéfinie. Cette limite, est souvent même dépassée dans la pratique ; en réalité, quelle que soit l'augmentation de la pression, elle ne se déplace guère. Si on suppose que la pression soit infinie, non seulement le rapport de détente sera une quantité finie, mais encore il s'écartera relativement peu des chiffres usuels dans la meilleure pratique moderne. On peut en conclure, avec M. Thurston, auquel nous faisons ici de nombreux emprunts :

1° Que, dans toute machine réelle, il existe une limite absolue au degré économique de la détente, que l'on cherche à obtenir les utilisations maxima du fluide, de la machine ou du capital engagé, et que cette limite ne saurait être dépassée sans perte, quelle que soit la pression de la vapeur.

2° Que cette limite s'élève d'autant plus que le type de machine considéré est plus perfectionné, mais qu'elle n'est indéfiniment reculée que dans la machine idéale où l'on considère seulement les utilisations du fluide et de la machine.

3° Que cette limite est relativement basse dans la machine peu perfectionnée et se trouve souvent dépassée dans la pratique.

4° Que ces considérations s'appliquent dans leur rigueur à toutes les machines thermiques où le fluide moteur est un gaz ou une vapeur et dont le cylindre, métallique, est bon conducteur de la chaleur.

Nous y ajouterons que, même pour un appareil idéal, comportant un cylindre non conducteur de la chaleur, il existe encore en pratique une limite relativement peu élevée au degré de détente, le gain obtenu, au-delà d'un certain point, étant plus que compensé par le volume excessif qu'il faudrait donner à la machine.

18. — Considérations Relatives au Mode suivant lequel est Effectuée la Détente. — Il résulte de ce que nous venons de voir que la limite du degré de détente n'est pas seulement imposée par les considérations théoriques mais encore par les conditions pratiques, suivant lesquelles est repérée cette détente.

Nous avons vu, dans le chapitre précédent, que les appareils à expansion multiple présentent à ce point de vue de grands avantages sur les machines à simple expansion et permettent, toutes choses égales, de pousser plus loin le degré le plus économique de détente.

Les avantages des machines monocylindres des meilleurs types, tels qu'on les construit aujourd'hui, paraissent être les suivants :

Possibilité d'obtenir de faibles espaces morts ; adaptabilité aux distributions perfectionnées, à déclic, issues du type Corliss; fonctionnement suivant un cycle dynamique représenté par un diagramme unique presqu'iden-

tique au diagramme théorique ; réduction des surfaces totales extérieures et intérieures exposées à la perte par rayonnement interne et externe au minimum possible ; plus grande simplicité ; encombrement moindre, aux mêmes vitesses de piston et aussi, finalement, prix d'établissement inférieur, malgré la complication de la distribution.

D'autre part, les avantages des appareils multicylindres peuvent se résumer comme suit :

Meilleure prévention des pertes intérieures au cours du cycle au fur et à mesure de leur production, et dans une proportion d'autant plus grande que le nombre des cylindres disposés en série est plus considérable, conditions qui permettent d'accroître pratiquement le rapport de détente et, par conséquent, l'utilisation thermodynamique ; plus grande uniformité des moments moteurs ; diminution des efforts initiaux sur le piston ; plus grande régularité de rotation. Ajoutons enfin que ces appareils sont tout désignés pour les applications nécessitant la présence d'au moins deux cylindres distincts actionnant des manivelles calées sous des angles variant entre 90° et 180°, par exemple pour les machines de bateau où leur emploi est absolument général.

L'avantage appartient à l'un ou l'autre des deux types de machines suivant les cas considérés et les applications qui en seront faites. On doit, en pareille matière, agir sans parti pris, et se rappeler que l'on peut, à l'aide des expédients que nous avons signalés plus haut : surchauffe, enveloppe de vapeur, etc, espérer obtenir, dans certains cas, des machines monocylindres, une consommation peu inférieure à celle des appareils à triple expansion. Ces derniers restent toutefois moins sensibles à certaines conditions du fonctionnement, au genre de la distribution, au degré d'humidité de la vapeur, et leur régime économique ne dépend plus des artifices précédents.

La pratique des dernières années semble démontrer que l'on continue à préférer pour les machines fixes de puissance inférieure à cent chevaux environ les machines monocylindres à distribution par déclic, tandis que, pour les très grandes puissances, de plus en plus nécessaires par suite des transformations successives de l'industrie et du développement pris par l'éclairage et la transmission de la force par l'électricité, on préfère les machines compound et à triple expansion. Il en est de même pour les machines semi-fixes où le mode compound permet d'obtenir simplement, avec des distributions peu compliquées, indispensables pour cette application, des résultats économiques excellents, et pour les machines marines qui présentent des conditions de fonctionnement analogues en y ajoutant toutefois que la durée de leur fonctionnement, souvent ininterrompu pendant des mois, exige des organes simples et robustes. L'économie de vapeur, si importante déjà pour les machines fixes, acquiert un intérêt capital pour les appareils de

navigation. D'abord, eu égard à leur puissance beaucoup plus considérable, elle se manifeste par des quantités de combustible beaucoup plus grandes, ensuite le poids de charbon épargné peut être remplacé par un fret rémunérateur.

19. — Vitesse de piston. — Le poids des machines par unité de puissance joue un rôle important dans leur prix de revient. On pourrait croire à première vue que les plus légères sont les moins coûteuses, la quantité de matière qui entre dans leur construction étant moindre. Or, à partir d'une certaine limite, c'est souvent le contraire qui est vrai. Il est évident que l'emploi peu judicieux de la matière, l'exagération des échantillons ou toute négligence apportée de ce côté dans l'étude de la machine se traduiront par une plus-value, de même que l'adoption d'une trop faible vitesse de piston. D'autre part, on ne doit pas oublier que les machines très légères sont nécessairement des appareils à grande vitesse, exigeant dans leur construction des soins spéciaux, un choix tout particulier des matières, un ajustage des plus soignés. Si faibles que puisse être leur poids total, il arrivera souvent que le prix au kilogramme soit proportionnellement beaucoup plus élevé jusqu'à compenser et bien au-delà la réduction du poids.

Ce sont des considérations que l'on ne doit pas perdre de vue quand on établit *à priori* la vitesse de piston que l'on désire adopter pour un appareil moteur. Il existe, comme pour le rapport de détente, un juste milieu au-dessus et au-dessous duquel le prix de revient augmentera.

Il existe a ce point de vue une différence essentielle entre les machines à grande vitesse fixes et marines. Dans les premières, on augmente surtout le nombre de tours pour faciliter la transmission du moteur à un appareil à grande vitesse tel qu'une dynamo, tandis que, dans les secondes, c'est à peu près uniquement en vue de diminuer le poids de la machine par unité de puissance. Il en résulte que, dans les premières, la considération de légèreté n'entre pas en ligne de compte et qu'on est libre d'adopter des bâtis aussi robustes que l'on voudra, des paliers larges et robustes et des organes très largement calculés, tandis que, dans les secondes, on est amené à réduire, jusqu'aux limites de la sécurité, tous les échantillons des bâtis, des cylindres et des organes du mécanisme. De cette différence résultent les difficultés beaucoup plus grandes que l'on rencontre dans la construction des machines de torpilleurs et de croiseurs, qui sont en outre plus puissantes.

Par comparaison avec les machines à vitesse normale, les appareils à grande vitesse présentent les avantages suivants :

1° Toutes choses égales d'ailleurs, leur régime économique est plus satis-

faisant à cause de la grande vitesse du piston — moins grande influence des parois.

2° Ils sont plus légers, plus portatifs et moins encombrants, à puissance égale, et, en général, moins coûteux, bien que leur prix au kilogramme soit plus élevé à cause des soins nécessaires à leur construction.

3° Ils permettent une réduction plus considérable du poids des volants, ce qui entraîne une diminution notable des frottements.

4° Les moments moteurs, si l'on tient compte de l'inertie des organes du mécanisme, sont plus constants, d'où plus grande régularité par tour.

5° Ils obéissent mieux à l'action du régulateur et on peut compter sur une meilleure régularisation.

6° Ils peuvent s'accoupler directement aux machines qu'ils sont destiués à mettre en mouvement, ou du moins par l'intermédiaire de transmissions très simples.

Par contre, ils donnent lieu aux inconvénients suivants :

1° Augmentation de l'usure et des chances d'avaries par suite d'échauffements des surfaces frottantes et aggravation des conséquences que peut présenter la rupture d'un organe à cause de la grande vitesse du piston.

2° Plus grande dépense d'huile.

3° Nécessité d'une surveillance plus attentive.

20. — Disposition Générale des Machines. — Il y a lieu avant tout d'examiner et de mettre en parallèle les avantages et les inconvénients que peuvent respectivement présenter les machines verticales et horizontales. Quelques-uns, irrémédiables, appartiennent en propre à l'un ou l'autre système, les autres varient au contraire suivant les applications, les conditions particulières du service et l'emplacement dont on dispose. Il importe donc, avant de fixer définitivement son choix, de peser leurs avantages relatifs ou absolus dans les applications que l'on se propose.

Les machines verticales, dans lesquelles l'arbre est placé au-dessus des cylindres, ne sont plus usitées aujourd'hui si ce n'est pour quelques applications spéciales, pompes à air ou à eau, ou quand l'espace manque pour installer le moteur soit horizontalement de chaque côté, soit au-dessus de l'arbre. Elles sont généralement remplacées par les machines dites *à pilon* dont l'arbre est placé au niveau du sol, les cylindres étant supportés au-dessus du bâti de fondation par des colonnes ou des jambes de force.

Dans l'immense majorité des cas, les machines horizontales sont encore les plus employées à terre, sauf en ce qui concerne les appareils à grande vitesse servant à actionner des dynamos. Les appareils à pilon au contraire, exclusivement usités aujourd'hui dans la marine du commerce, sont égale-

ment préférés pour les navires de guerre sauf dans les circonstances que nous examinerons.

Les appareils verticaux jouissent de certains avantages propres au système quelles que soient les conditions spéciales d'une installation donnée :

1° L'usure des articulations, des guides et coussinets de l'arbre, produit suivant l'axe longitudinal de la machine, peut donc se rattraper complètement par un réglage des têtes de bielle et n'entraîne aucune dénivellation de l'appareil.

2° Le poids du piston agissant, lui aussi, dans le sens longitudinal, n'entraîne aucune usure inégale du cylindre qui n'a pas tendance à l'ovalisation comme dans les machines horizontales.

3° Les massifs de fondation présentent une surface moindre et sont généralement moins importants.

4° L'espace occupé dans le plan horizontal est moindre.

Par contre, les machines horizontales offrent les avantages ci-dessous :

1° Elles occupent moins d'espace dans le sens vertical.

2° Tous les organes étant placés directement sous l'œil du mécanicien, la surveillance est plus facile.

3° Elles présentent plus de facilité pour le démontage des pièces lourdes telles que bielles, pistons, couvercles de cylindres, etc.

On devra donc, indépendamment des considérations d'un autre ordre exposées plus haut, donner le choix à l'un ou à l'autre type suivant que l'emplacement disponible s'y prêtera. Toutes choses égales d'ailleurs, dans beaucoup de cas, on pourra préférer les machines à pilon dont la faveur augmente de jour en jour dans l'industrie, ses avantages pratiques commençant à être généralement reconnus.

La machine à pilon s'est généralisée à bord des navires à hélice précisément à cause de son faible encombrement dans le plan horizontal. Il est à peu près impossible d'installer un appareil horizontal à bielles directes à bord des bâtiments à hélice unique à cause de la largeur insuffisante des coques. Dans les appareils à hélices jumelles, les arbres se trouvant en abord, on dispose d'un emplacement horizontal plus étendu, la machine pouvant se loger entre les deux arbres ; toutefois l'entr'axe de ceux-ci est souvent trop faible ; on est alors conduit à établir des machines très ramassées.

En établissant les machines verticalement à bord des navires, on peut profiter de toute la place forcément laissée libre au-dessus des appareils moteurs pour faciliter leur démontage ou leurs réparations aussi bien que pour effectuer l'éclairage et la ventilation. La chambre des machines étant moins large, on peut installer en abord des coursives et des soutes. En outre, et c'est là un point d'intérêt capital pour des machines destinées à fonctionner

sans interruption pendant des périodes de temps souvent fort longues, on peut allonger les machines, adopter de grandes courses et des bielles longues, garanties d'un bon fonctionnement.

Sl l'on retrouve encore aujourd'hui des machines horizontales à bord de certains navires de guerre, c'est que, dans ces derniers, les appareils moteurs doivent se loger entièrement sous un pont cuirassé qui ne peut guère dépasser la hauteur de la flottaison. On serait alors, dans certains cas, plus gêné encore dans le sens vertical que dans le sens horizontal et l'on ne pourrait installer que des machines encore plus ramassées et de course souvent plus faible.

Dans les appareils à pilon, la visite des cylindres, le démontage des pistons et des tiroirs est bien plus facile à bord que pour les appareils horizontaux, contrairement à ce qui a lieu pour les machines fixes.

21. — La Distribution est effectuée, dans les machines à vapeur, suivant trois systèmes différents :

1° Par tiroirs ordinaires ;

2° Par tiroirs de détente ;

3° Par quatre obturateurs placés deux à deux aux extrémités du cylindre, avec ou sans déclic.

Le premier système est invariablement employé pour toutes les machines marines mais ne l'est plus, à terre, que pour les très petits appareils ou pour certaines machines compound ou à triple expansion.

Le second système n'est plus usité pour les appareils de navigation depuis la généralisation des machines à triple et à quadruple expansion, il est encore fort employé pour les moteurs d'usine mais perd du terrain de jour en jour.

Le troisième est actuellement de beaucoup le plus répandu pour les machines fixes.

Nous n'avons point, dans ce volume, à décrire le principe du fonctionnement de chacun de ces systèmes, nous nous bornerons simplement à présenter quelques observations relatives à leur emploi.

L'inconvénient principal des distributions par tiroir consiste surtout en ce qu'elles ne permettent pas d'opérer, dans un cylindre unique, une détente supérieure à trois ou quatre volumes sans occasionner, par suite de l'étroite dépendance des diverses phases de la distribution, un laminage excessif ou des avances exagérées. En outre, si la vitesse de piston est considérable, les conduits de vapeur et les lumières sont nécessairement vastes, cela entraîne de grands espaces morts et oblige à donner au tiroir une grande surface qui, exposée à la pression de la vapeur, crée une perte par frottement assez considérable.

D'autre part, les distributions par tiroirs ordinaires sont les plus simples et permettent, sans grande complication, l'application d'un mécanisme de changement de marche.

Les distributions par obturateurs, à déclic, conviennent au contraire pour les faibles admissions en raison de l'indépendance plus ou moins complète existant entre l'admission sur les deux faces du piston et entre les phases d'introduction et d'échappement.

Les distributions par tiroirs de détente constituent en somme un intermédiaire entre les deux systèmes ci-dessus et, comme telles, participent à la fois de leurs avantages et de leurs inconvénients.

De ce qui précède, il ressort clairement que les distributions par tiroirs ordinaires conviennent aux machines dans lesquelles la période d'introduction aux cylindres est prolongée, par exemple aux machines compound et surtout aux machines à triple et quadruple expansion et aux appareils qui doivent comporter un changement de marche, c'est-à-dire aux machines marines et aux locomotives. Les distributions à déclic au contraire devront être appliquées de préférence aux appareils monocylindres à faibles introductions; tels sont le plus souvent les moteurs d'usines.

Les distributions à déclic ne conviennent pas aux machines à grande vitesse parce que le ressort de rappel n'a pas le temps de vaincre l'inertie de l'obturateur avant que le piston n'ait dépassé, et souvent de beaucoup, le point auquel doit cesser l'introduction. Les tiroirs au contraire, reliés au piston par l'intermédiaire d'un mécanisme inflexible, doivent forcément suivre ses mouvements et, comme tels, sont seuls applicables, ainsi du reste, dans une certaine mesure, que les distributions par obturateurs sans décliquetage, aux appareils dans lesquels la vitesse de rotation dépasse 120 à 150 tours par minute.

Il nous semble que, dans bien des cas, on a récemment abusé des distributions à déclic en ce qui concerne leur application aux machines compound et à triple expansion où l'admission, dans chaque cylindre, ne dépasse pas le degré pour lequel des tiroirs ordinaires, plus simples et moins coûteux, suffiraient sans peine. Nous n'en conseillerons l'emploi que pour les machines monocylindres fonctionnant à une vitesse inférieure à 130 tours par minute et où le degré d'admission ne dépasse pas 0,25 à 0,30 de la course. C'est en effet un avantage, trop souvent méconnu, du mode compound et de ses dérivés que de permettre, avec des systèmes de distribution simples et robustes, une économie souvent supérieure à celle que donnent des machines monocylindres munies de mécanismes de distributions compliqués et coûteux.

22. — Proportions. — On doit considérer à part les proportions d'ensemble et de détente. Les premières qui seules nous occuperont pour le mo-

ment ont trait surtout au rapport existant entre la course du piston et le diamètre du cylindre, les secondes sont relatives aux dimensions à donner aux organes secondaires et aux surfaces frottantes.

Le succès d'un appareil dépend avant tout des proportions adoptées et l'expérience a formulé des règles qui, sans être absolues, sont néanmoins un guide précieux pour l'ingénieur.

C'est toutefois surtout en ce qui concerne les machines marines, que le choix des proportions demande une attention spéciale. Il n'existe en effet que peu de divergences d'opinion relativement aux proportions des machines fixes, surtout depuis que les types issus du système Corliss se sont répandus partout. Les appareils de navigation sont au contraire soumis à des conditions spéciales et très diverses d'emplacement et de service qui ont quelquefois conduit les constructeurs à faire choix de proportions peu favorables à un bon fonctionnement.

Il est un principe, journellement vérifié par l'expérience et que l'on doit observer autant que possible, à savoir que, dans des proportions raisonnables, les machines à grande course et à longues bielles l'emporteront toujours sur les machines ramassées et à faible course pour la douceur et la régularité du fonctionnement et sous le rapport de l'usure. Que d'insuccès dans la marine ont eu pour origine les trop faibles courses adoptées, à une certaine époque si en faveur.

Maintenus entre des limites raisonnables par des considérations relatives à l'emplacement et à la vitesse du piston, les grandes courses présentent de sérieux avantages dus surtout aux trois causes suivantes :

1° A puissance égale, la pression sur les articulations et les frottements qu'elles engendrent sont moindres, puisque ces pressions sont directement proportionnelles à la surface des pistons. Le travail absorbé par les résistances passives est donc moindre.

2° A volume égal de cylindre, la surface occupée horizontalement est moindre. Or, dans les navires du commerce, on dispose toujours de plus d'espace dans le sens de la hauteur que dans le plan horizontal.

3° La hauteur des espaces nuisibles correspondant au jeu laissé au piston à fond de course étant sensiblement une constante, leur volume diminue en même temps que la surface du piston, d'où économie de vapeur.

Il est maintenant reconnu que, même pour les appareils à grande vitesse, on a souvent avantage à allonger la course, l'augmentation de vitesse de piston qui en résulte étant, entre certaines limites, plus que compensée par la diminution des chances d'échauffements et de grippages.

Quant aux longues bielles, leurs avantages sont si évidents qu'il est à peine besoin d'y insister. Les efforts obliques sur les glissières sont moindres, le rendement mécanique est meilleur et les chauffages sont moins à redou-

ter. C'est en partie à la longueur de leur course et surtout à celle de leurs bielles que les locomotives doivent de pouvoir fonctionner à de hautes vitesses de piston tout en présentant des surfaces frottantes très faibles relativement à celles que l'on adopte dans des machines marines fonctionnant même à des vitesses moindres.

Nous donnons dans un autre chapitre, avec quelque détail, les proportions généralement usitées en ce qui concerne le rapport de la course au diamètre des cylindres appartenant aux différents types de machines à vapeur. Nous résumons ci-dessous les chiffres indiqués :

D étant le diamètre du cylindre (de détente pour les appareils à multiple expansion) et C la course du piston, la valeur de b, exprimant le rapport $\frac{C}{D}$, pourra être comme suit pour les différents systèmes de machine : $b =$

Machines fixes	monocylindres.	2,00
	compound	1,60
	à triple expansion.	1,30
Machines Marines	de paquebot à triple expansion . . .	0,65
	des navires de guerre à triple expansion . . à trois cylindres . .	0,43
	des navires de guerre à triple expansion . . à quatre cylindres. .	0,60

Ces chiffres ne sont bien entendu que des moyennes destinées à fixer les idées et dont on peut s'écarter légèrement suivant les circonstances.

Dans les machines fixes, la longueur de la bielle est généralement égale à cinq fois le rayon de la manivelle, $L = 5R$; au-delà on ne gagne plus grand'chose et on allonge à peu près inutilement la machine.

L'emplacement restreint dont on dispose pour l'installation des machines marines ne permet pas d'adopter d'aussi grands rapports. Dans les machines du commerce on donne presque toujours à la bielle une longueur égale à quatre fois le rayon de la manivelle, $L = 4R$. Pour les appareils des navires de guerre plus ramassés, on descend souvent jusqu'à $L = 3,5R$, mais c'est là un strict minimum que l'on doit s'imposer comme une limite.

Nous verrons dans la suite quelles sont les proportions qu'il convient de donner aux autres éléments des machines.

23. — La Classification des Machines à Vapeur peut s'opérer de plusieurs manières. Celle qui convient le mieux, au point de vue qui nous occupe, semble devoir être basée sur la variation des conditions propres à entraîner des modifications dans la forme, les proportions ou le mode de construction des organes, soient par exemple la destination ou le genre d'application, la vitesse du piston et le système de la machine, suivant que cette dernière est verticale ou horizontale, monocylindre ou compound, etc.

Considérés au point de vue de leurs applications, les appareils à vapeur se divisent d'abord en trois grandes catégories qui sont : Les *Machines Fixes*, les *Machines Marines* et les *Machines Locomotives*. Les deux premières nous occuperont seules.

Les Machines Fixes, suivant leur adaptation à des services spéciaux, se divisent elles-mêmes en :

1° Moteurs d'ateliers.

2° Moteurs pour petite industrie.

3° Moteurs à destination spéciale. { Machines réversibles pour laminoirs. / Machines d'extraction pour les mines. / Machines à élever ou à comprimer l'eau. / Machines destinées à actionner des dynamos.

Les appareils appartenant à chacune de ces divisions peuvent être à volonté à simple ou à multiple expansion, horizontaux ou verticaux, à distributeurs par tiroirs ou à déclic.

Envisagées au point de vue de la vitesse du piston ou du nombre de tours, ces machines peuvent se diviser en trois catégories : Machines à petite, moyenne et grande vitesse.

Au point de vue de leur système propre, elles se partagent en :

(A) Machines monocylindres ou à simple expansion : { à papillon ; / à détente variable ;

(B) Machines à multiple expansion ;

chacune de ces classes se divisant elle-même en plusieurs autres suivant le nombre ou la disposition des cylindres et des manivelles, comme nous le verrons plus loin ;

Ou bien en :

I. Machines à balancier ;

II. Machines à connection directe ;

Soit en :

(*a*) Machines à simple effet ;

(*b*) Machines à double effet ;

ou en :

(*a'*) Machines à cylindres fixes :

(*b'*) Machines à cylindres oscillants.

Les appareils appartenant à ces différentes classes peuvent presque tous se subdiviser elles-mêmes suivant une des catégories précédentes.

Au cours de cette étude, nous examinerons le mode particulier de construction spéciale à chacun des types de machine appartenant à ces diverses catégories. En ce qui concerne les bâtis par exemple, nous verrons quelles sont les forces et proportions différentes qu'ils peuvent présenter suivant que

la machine est verticale ou horizontale, monocylindre ou compound, à grande ou à petite vitesse. Il ne nous paraît pas nécessaire de proposer une classification définitive qui n'aurait, dans un livre de ce genre, qu'une utilité très contestable. Nous mentionnerons d'ailleurs, en étudiant chaque organe en particulier, les modifications qu'il subit dans son application aux différents types.

24. — Machines Marines. — Les appareils de navigation appartiennent à deux groupes principaux, suivant que le propulseur qu'elles actionnent est :

(A) à hélice,

(B) à aubes.

Indépendamment de leur système, les premières, beaucoup plus répandues, et quel que soit leur système, doivent se partager en trois classes suivant leur destination et les conditions de leur fonctionnement, à savoir :

(1) Machines des navires de commerce.	Cargo-boats. Paquebots. Remorqueurs.
(2) Machines des navires de guerre.	A vitesse moyenne. A grande vitesse.
(3) Machines d'embarcation.	

Les machines des classes (1) et (3) sont presque toujours du type vertical à pilon, les machines de la classe (2) sont tantôt verticales, tantôt horizontales.

On doit encore distinguer, dans l'une ou l'autre de ces catégories :

(a) Les machines à hélice simple,

(*b*) » » jumelles,

mais cette classification n'a que peu d'intérêt étant donné son influence à peu près nulle sur l'arrangement relatif et le mode de construction des organes.

Les Machines à aubes, de plus en plus rares et seulement usitées pour quelques paquebots à grande vitesse et à petit tirant d'eau, sont soit à cylindre oscillants, parallèles et commandant deux manivelles à 90° ou inclinés à angle droit et actionnant une manivelle commune, soit à cylindres fixes et inclinés. On en a construit quelques-unes à bielle en retour du type dit *à clocher* et d'autres à pilons actionnant l'arbre des roues par l'intermédiaire d'une paire d'engrenages réducteurs.

25. — Quelle que soit leur Destination, les machines à vapeur appartiennent toutes à l'une de ces deux catégories générales :

1° *Appareils à simple expansion;*

2° *Appareils à multiple expansion ou à détente fractionnée.*

Dans les premiers, surtout employés à terre, la vapeur ne traverse qu'un

cylindre, dans lequel se termine la période de détente, et d'où elle s'échappe directement au condenseur.

Dans les secondes, un premier cylindre, dit d'admission, reçoit la vapeur à la pression des chaudières, quand elle a seulement commencé à s'y détendre; au lieu d'être évacuée au dehors, elle est dirigée successivement vers d'autres cylindres, de volume croissant, disposés en *série*, où elle achève de se détendre. Ces machines sont dites Woolf ou compound, à triple ou quadruple expansion, suivant que la vapeur traverse successivement deux, trois ou quatre cylindres avant de se rendre au condenseur.

En disposant, dans les machines à détente multiple, le petit cylindre dans le prolongement du grand et en fixant leurs pistons à une tige commune actionnant une manivelle unique, on obtient la machine dite *tandem*, de construction économique, peu encombrante si ce n'est dans le sens de la longueur, et possédant le minimum d'organes mobiles. Ce type d'appareil est fort usité à terre, mais, pour la navigation, il présente une incertitude de mise en train et une irrégularité de fonctionnement — palliée dans les machines fixes à l'aide d'un volant — qui le fait presque toujours écarter. Toutefois, on construit beaucoup d'appareils composés de deux ou trois groupes de machines tandems jumelées et actionnant respectivement deux manivelles à 90° ou trois manivelles à 120°.

En ce qui concerne les appareils de navigation, la critique la plus sérieuse que l'on puisse formuler contre le système tandem consiste dans l'élévation du centre de gravité qui, au roulis, entraîne une certaine fatigue des boulons de fondation et du carlingage et la nécessité de démonter les cylindres supérieurs et leur tuyautage pour une visite ou une réparation des pistons du groupe inférieur.

Les appareils compound sont directement issus de la machine de Woolf dont le principe est bien connu. Un premier cylindre reçoit la vapeur de la chaudière; quand cette vapeur a agi, au lieu de l'évacuer au condenseur où elle entraînerait en pure perte les nombreuses calories qu'elle contient encore, on l'envoie dans un cylindre plus grand. Là se produit la détente finale, qui développe un nouveau travail égal ou même supérieur à celui du petit cylindre.

Dans le système compound le principe est le même, seulement les pistons, au lieu d'avoir une tige commune articulée soit à l'extrémité d'un balancier, soit sur une même bielle, actionnent deux manivelles faisant entre elles un certain angle. Les mouvements des pistons, tout en restant solidaires, ne sont plus corrélatifs puisqu'à un moment l'un d'eux est à un bout de course quand l'autre est à moité et *vice versa*. Il a donc fallu créer, entre les deux cylindres, un *réservoir intermédiaire* qui reçoit la vapeur d'échappement du

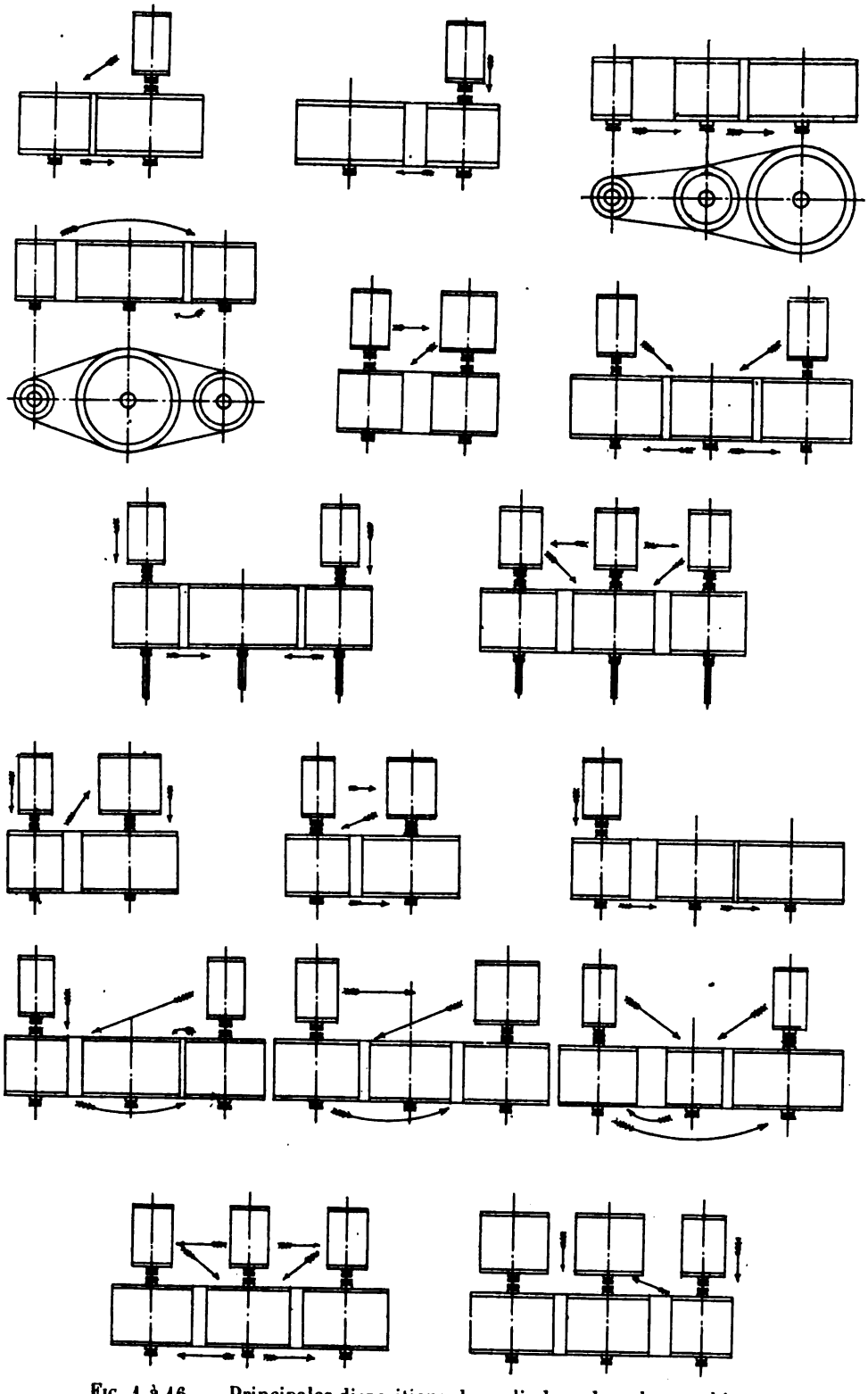


FIG. 1 à 16. — Principales dispositions des cylindres dans les machines à triple et à quadruple expansion.

petit cylindre et la fournit au grand à mesure que son tiroir en permet l'introduction.

En résumé la machine compound est un moteur qui comprend deux cylindres de diamètres différents dont les pistons commandent deux manivelles à angle droit. La vapeur est admise dans le petit cylindre et commence à s'y détendre faiblement, puis elle s'échappe, à une pression moindre déjà, dans un espace clos dont le volume est suffisant pour que la pression n'y puisse varier sensiblement pendant un tour complet.

De ce réservoir, la vapeur est distribuée au grand cylindre où elle travaille uniquement par sa détente. Lorsque de là, elle passe au condenseur, sa pression est bien inférieure à une atmosphère.

Les machines compound, dont l'apparition date d'une trentaine d'années, ont successivement remplacé, surtout dans la marine, les machines ordinaires à basse pression, mais elles se trouvent aujourd'hui, pour les mêmes applications, détrônées par les machines à triple et quadruple expansion qui marchent à des pressions plus élevées et reposent sur l'extension du même principe. Dans le premier de ces systèmes, la détente est successivement opérée dans trois cylindres ; dans le second, il y a quatre cylindres de diamètre croissant disposés en série.

On trouvera figures 1 à 16 les principales dispositions d'ensemble que peuvent affecter ces machines et qui sont du reste applicables aux machines fixes ou marines.

Les appareils à expansion fractionnée présentent, sur les machines monocylindres, surtout au point de vue de leur régime économique, des avantages que nous avons exposés plus haut et qui sont assez marqués pour faire préférer le premier système, malgré la complication plus grande qu'il entraîne, dans la plupart des applications nécessitant l'emploi de grandes puissances et un régime économique, par exemple dans la navigation à vapeur.

Les machines à triple expansion ne sont encore que fort peu usitées à terre, si ce n'est pour les très grandes forces et dans certaines applications spéciales ; elles sont le plus souvent du type à pilon. Les machines compound sont au contraire très répandues.

Ces machines sont horizontales ou verticales. Dans le premier cas, elles appartiennent à deux classes distinctes suivant qu'elles sont composées de deux appareils indépendants, placés côte à côte et actionnant deux manivelles calées à angle droit, ce sont les *machines jumelles*, (auxquelles on applique généralement les bâtis et les distributions du genre Corliss) ou d'un type compact et ramassé reposant sur un bâti unique établissant entre les deux groupes de cylindres une dépendance complète.

On trouve dans l'industrie un très grand nombre de machines Woolf,

même si on excepte les appareils à balancier qui furent si en vogue à une certaine époque et que l'on trouve encore dans un très grand nombre d'usines du Nord de la France. Aujourd'hui on préfère les machines-tandem. Les deux cylindres, placés dans le prolongement l'un de l'autre, commandent la même manivelle par l'intermédiaire d'une tige et d'une bielle communes.

Nous ne disons qu'un mot en passant de ces dispositions, car nous allons les examiner plus en détail en ce qui concerne les machines marines.

Dans leur application à la Navigation, les machines compound ne souffrent guère de variété.

Ces appareils, dans l'immense majorité des cas, comportent deux cylindres inégaux placés côte à côte et actionnant des manivelles calées à 90°. Dans les machines très puissantes, les dimensions du grand cylindre peuvent devenir telles qu'on éprouve des difficultés de construction et de montage insurmontables. On fractionne alors le grand cylindre en deux autres cylindres égaux de même volume total. La vapeur vive ne pénètre que dans le petit cylindre placé entre les deux autres. Les manivelles sont alors calées à 180°.

Enfin la machine Woolf est quelquefois employée. Dans cette disposition, les deux cylindres sont superposés en tandem et les pistons fixés sur la même tige, il n'y a qu'une bielle et qu'une manivelle. C'est là une disposition simple et relativement peu coûteuse, nous l'avons vu. Quand on construit des machines puissantes de ce système, au lieu d'augmenter outre mesure le diamètre des pistons, on double le moteur, c'est-à-dire qu'on accouple côte à côte, sur le même arbre, deux machines semblables agissant sur des manivelles à angle droit. Telles sont les machines de beaucoup de paquebots. Si la puissance est plus grande encore, on en accouple trois comme dans la *Normandie* ou la *Gascogne*.

Dans les machines à triple expansion, le nombre des cylindres peut varier de trois à six.

L'appareil à trois cylindres et trois manivelles est le plus répandu, c'est d'ailleurs celui qui présente le plus d'avantages. Les appareils à trois manivelles calées à 120° présentent un meilleur équilibre des moments moteurs, par conséquent, toutes choses égales d'ailleurs, un meilleur rendement mécanique.

Le type qui vient ensuite est l'appareil à trois cylindres et deux manivelles. Cet arrangement résulte souvent de la transformation d'une machine compound existante en appareil à triple détente. On ajoute un petit cylindre au-dessus du cylindre à haute pression qui devient ainsi intermédiaire. L'équilibre des moments moteurs est moins bon que dans le type précédent, mais la longueur de la machine est moindre, ce qui peut, dans certains cas, présenter quelqu'avantage.

On a également construit un grand nombre de machines à quatre cylin-

dres et à deux manivelles qui ont, sur les précédentes, l'avantage de nécessiter l'emploi d'un moins grand nombre d'organes et d'occuper moins d'espace dans le sens de la longueur. Toutefois, les variations des couples moteurs et les efforts initiaux sur les tourillons sont plus considérables que dans le type à trois manivelles. Ces appareils se composent tantôt d'un cylindre à haute pression, d'un cylindre intermédiaire et de deux cylindres de détente finale, tantôt de deux cylindres à haute pression, d'un cylindre intermédiaire et d'un grand cylindre. Cette dernière disposition, qui a l'inconvénient de nécessiter, pour les cylindres admetteurs, un très faible diamètre, est adoptée en vue de faciliter la mise en train, elle paraît donc plus rationnelle dans son application aux machines destinées à de fréquents stoppages.

Nous citerons enfin la machine à trois manivelles et à cinq ou six cylindres, par exemple : deux cylindres à haute pression, un cylindre à moyenne pression et trois grands cylindres.

La machine à quadruple expansion la plus simple se compose de deux groupes de tandems juxtaposés comprenant l'un le cylindre d'admission et le grand cylindre, l'autre les deux moyens cylindres, dont le plus petit est superposé au plus grand. D'autres fois, on superpose le premier et le troisième cylindre au second et au quatrième.

En résumé, les machines marines, toujours à expansion fractionnée, appartiennent à l'un des types suivants :

Machines compound ou Woolf.	à deux cylindres en tandem et à manivelle unique. à deux cylindres et à deux manivelles. à trois cylindres et à trois manivelles. à quatre cylindres disposés deux à deux en tandem et à deux manivelles. à six cylindres disposés deux à deux en tandem et à trois manivelles.
Machines à triple expansion.	à trois cylindres et à deux manivelles. à trois cylindres et à trois manivelles. à quatre cylindres et à deux manivelles. à cinq cylindres et à trois manivelles. à six cylindres disposés deux à deux en tandem et à trois manivelles.
Machines à quadruple expansion	à quatre cylindres disposés deux à deux en tandem et à deux manivelles. à quatre cylindres et à deux manivelles, à bielle triangulaire. à cinq cylindres et à trois manivelles. à six cylindres et à trois manivelles.

Dans les machines tandem, les deux cylindres, placés dans le prolongement l'un de l'autre, actionnent la même manivelle par l'intermédiaire d'une tige et d'une bielle commune.

Dans les machines compound à deux manivelles, celles-ci sont calées à 90°.

Dans les appareils à trois manivelles, l'angle de calage de ces dernières est généralement de 120°.

Les différences principales existant entre les appareils des navires du commerce et des bâtiments de guerre proviennent surtout de ce que ces dernières sont généralement plus ramassées et plus compactes afin de se loger sous un pont cuirassé ou tout au moins au-dessous de la flottaison et que leur vitesse de rotation est souvent plus grande afin qu'elles puissent développer, tout au moins pendant un temps limité, une puissance plus considérable par unité de poids.

Les machines des paquebots et des cargo-boats doivent être avant tout combinées en vue de fonctionner, d'une manière à peu près indéfinie, en toute sécurité, à leur puissance normale et souvent maximum. Elles ne sont pas, comme les premières, soumises à un fonctionnement intermittent à différentes allures pouvant varier, au point de vue de la puissance développée, du simple au quadruple. Comme elles sont en outre construites avant tout dans un but commercial, elles doivent rester économiques à leur allure maximum et comme telles être plus largement proportionnées.

CHAPITRE III

DÉTERMINATION DES DIMENSIONS GÉNÉRALES DE LA MACHINE EN FONCTION DE LA PUISSANCE PRÉVUE

Equation de la puissance. — Puissance Indiquée. — Puissance effective. — Rendement mécanique. — Détermination de la vitesse du piston et du nombre de tours. — Evaluation de l'ordonnée moyenne dans les machines à simple et multiple expansion. — Choix du rapport des cylindres. — Choix des proportions du cylindre : rapport de la course au diamètre. — Calcul du diamètre du cylindre en vue de développer la puissance prévue. — Détermination du volume des différents cylindres dans les appareils à multiple expansion.

26. — Le Premier Calcul que l'on ait à effectuer, dans l'étude d'une machine à vapeur, consiste à déterminer le volume du cylindre en vue de développer la puissance prévue, effective ou indiquée.

On sait que le travail réalisé dans le cylindre d'une machine à vapeur, est égal à la surface du piston multipliée par sa vitesse et par la pression moyenne effective de la vapeur dans le cylindre pendant une course complète. Au début de cette dernière, la pression et la vitesse ont une certaine valeur, dans les périodes intermédiaires et à la fin, elles en ont une autre ; mais c'est le produit de la vitesse et de la pression *moyennes* pendant une course qui sert à calculer la puissance moyenne correspondante. En introduisant, dans la formule, la vitesse du piston en mètres par seconde, on exprime le travail en kilogrammètres d'où il est facile de le ramener à l'unité usuelle, *le cheval-vapeur* de 75 kilogrammètres.

L'équation générale donnant la puissance effective en fonction des autres éléments est la suivante :

$$P_e = \alpha P_i = 3{,}49\alpha D^2 C N p, \qquad (1)$$

où P_e représente la puissance effective en chevaux ;
P_i d° indiquée d° ;
N le nombre de tours de la machine par minute ;
C la course du piston en mètres ;
D le diamètre du piston ;
p l'ordonnée moyenne effective en kil. par c/m carré.

Dans le problème tel que nous avons à l'envisager P et N sont donnés, les inconnues sont D et C (une seconde équation, établissant *à priori* le rapport choisi entre ces deux dernières quantités, nous permet d'éliminer C) ; p est à calculer à part.

Le problème se ramène donc à la détermination, algébrique ou géométrique, de l'ordonnée moyenne effective sur le piston. Autrement dit, le calcul repose sur la détermination d'un élément théoriquement calculable (ordonnée moyenne théorique) de deux coefficients empiriques (rapports de la puissance effective à la puissance indiquée $\frac{P_e}{P_i} = \alpha$ et de l'ordonnée réelle à l'ordonnée théorique $\frac{p}{\Pi}$, et d'un rapport $\left(\frac{C}{D}\right)$ choisi d'après les données de l'expérience. Les deux coefficients $\frac{P_e}{P_i}$ et $\frac{p}{\Pi}$ ne sont pas susceptibles d'être déterminés *à priori* ou par le calcul direct. Ils sont tous deux le résultat de l'expérience acquise et de la comparaison des relevés effectués sur des machines de différents types.

La *Puissance Indiquée* d'une machine P_i, est la puissance développée par la vapeur, à l'intérieur du cylindre, sur le piston. On la détermine pratiquement, dans une machine existante, en relevant des courbes à l'indicateur qui permettent de calculer la pression moyenne effective sur le piston pendant toute la course en notant au même instant la vitesse de la machine en tours par minute.

Le travail par course, en kilogrammètres, est évidemment égal au produit de la pression moyenne effective exercée par la vapeur sur le piston et de la course de ce piston. Soit $p \times S \times C$ où S représente la surface du piston tandis que p et C ont la même signification que plus haut. Pour obtenir le travail en kilogrammètres par seconde, il faut faire intervenir la vitesse du piston par unité de temps, exprimée par $\frac{NC}{30}$ et le second membre de la formule devient $\frac{p.S.N.C}{30}$ ou $\frac{\pi D^2CNp}{120}$. Pour exprimer la puissance en chevaux de 75 kilogrammètres, il faut diviser ce rapport par 75 et il vient :

$$P = \frac{\pi}{120 \times 75} D^2CNp \quad \text{soit} \quad P = 0{,}000349 D^2CNp.$$

Mais p représentant la pression par centimètre carré, il convient, pour

que D puisse être exprimé en mètres, de multiplier le second membre par 10 000 ; on retombe ainsi sur la formule (1).

On ne doit pas oublier que la puissance indiquée est la meilleure mesure de comparaison entre les machines à vapeur de différents types ou de forces variables, parce qu'il est toujours possible de la mesurer et de la calculer avec la plus grande exactitude. La détermination de la puissance effective au contraire ne peut s'effectuer avec des instruments de précision. Il est même tout à fait impossible de la mesurer dans les grandes machines. au-dessus de 150 chevaux environ pour les appareils à marche lente et de 200 à 300 chevaux pour les appareils à grande vitesse, ainsi que dans les machines marines de toutes puissances. Le calcul de la puissance indiquée est donc un procédé non seulement plus précis mais encore plus général. C'est, depuis l'origine, le seul moyen de mesurer exactement le travail, dont on ait disposé pour les appareils de navigation et, en ce qui concerne les machines fixes, on y attache de plus en plus d'importance.

La *Puissance Effective* ou *Dynamométrique*, P_e, est la puissance qui se trouve disponible sur l'arbre moteur et susceptible d'être directement convertie en travail utile. Elle est toujours inférieure à P_i et la différence entre ces deux quantités P_i et P_e représente le travail absorbé par les frottements internes du système.

27. — Le Rendement Mécanique, exprimé par le rapport $\frac{P_e}{P_i}$, varie suivant que la machine considérée est à échappement libre ou à condensation, à un ou plusieurs cylindres, à simple ou multiple expansion, suivant la proportion des organes, la longueur des bielles motrices, l'étendue et la nature des surfaces frottantes, le soin de l'exécution, la perfection du montage et du graissage, enfin il dépend de la puissance absolue de la machine avec laquelle il croît généralement.

La valeur du rendement mécanique, pour les machines des différents types, bien établies et proportionnées, diffère assez peu de celles qui sont consignées dans le tableau suivant :

Valeurs moyennes de $\frac{P_e}{P_i} = \alpha$.	$\alpha =$ au-dessous de 100 chevaux	$\alpha =$ au-dessus de 100 chevaux
Machines monocylindres à tiroir, sans condensation.	0,78 à 0,85	»
— — à condensation . .	0,80 à 0,83	0,83 à 0,88
— — Corliss, sans condensation.	0,85 à 0,90	0,88 à 0,94
— — — à condensation . .	0,83 à 0,88	0,85 à 0,90
Machines compound sans condensation.	0,84 à 0,86	0,85 à 0,90
— — à condensation	0,82 à 0,84	0,84 à 0,88
Machines à triple expansion à condensation.	0,78 à 0,83	0,80 à 0,85

En réalité, c'est la puissance effective qui donne la valeur réellement pratique d'une machine, puisqu'elle exprime implicitement le travail utile que cette dernière est susceptible de produire. Aussi, est-ce la mesure commerciale servant d'unité pour la vente des machines fixes de faible puissance. Malheureusement, nous l'avons dit, la puissance dynamométrique n'est pas mesurable directement sur les grandes machines non plus que sur les appareils de navigation, et la puissance indiquée demeure la seule unité de comparaison applicable à l'ensemble des machines à vapeur de tous systèmes et de toutes puissances.

Le volume du cylindre étant l'inconnue finale du problème, on doit déterminer tout d'abord le nombre de tours ou la vitesse du piston qu'il faut adopter dans la circonstance, puis le rapport de la course au diamètre du cylindre, ce qui permet de ramener le calcul à celui du diamètre seul. Celui-ci, une fois obtenu, on en déduira la course d'après la proportion choisie *à priori*.

28.—En Principe la Vitesse de Piston la plus avantageuse sera toujours, à différents points de vue, la plus élevée qui sera possible dans la circonstance, eu égard aux conditions particulières du service et aux considérations pratiques relatives à la sécurité, au fonctionnement et à l'entretien.

Plus en effet la vitesse de piston sera élevée et plus, nous l'avons vu, toutes choses égales d'ailleurs, le fonctionnement sera économique par suite de la moindre influence des parois, plus l'appareil sera léger et compact.

D'autre part, quand la vitesse est trop élevée, la surveillance devient difficile à cause des chances continuelles d'échauffement et de grippage. Il y a donc une juste mesure à garder et c'est l'expérience seule qui peut l'indiquer.

De fait, ce n'est point, dans l'espèce la vitesse de piston elle-même qu'il faut considérer mais le nombre de tours qui entre dans la formule. On ne doit en réalité envisager la vitesse du piston qu'au point de vue de la limite qu'elle impose au nombre de tours dont elle est fonction.

Nombre de tours. — En ce qui concerne les machines fixes, les chiffres ci-dessous paraissent résumer assez complètement la pratique moderne :

	Puissance en chevaux	Nombre de tours par minute
Machines horizontales ou verticales à *vitesse moyenne*. Filatures, tissages, moulins, ateliers de construction, laminoirs et industries diverses.	1000 à 1500	50 à 70
	500 à 300	55 à 75
	300 à 150	65 à 80
	150 à 50	70 à 120
	50 à 10	80 à 130

Machines horizontales ou verticales à *grande vitesse à double effet*. Eclairage électrique, ventilateurs, pompes rotatives, etc.	200	180 à 200
	100	250 à 300
	80	350 à 400
	30	400 à 600
	20	600 à 1000

Ces chiffres bien entendu n'ont rien d'absolu, nous ne les donnons que comme indication.

On constate moins d'écarts dans les vitesses des machines marines :

	Puissance indiquée en chevaux[1]	Nombre de tours par minute
Machines des navires de commerce, paquebots, cargo-boats et remorqueurs, transports.	au-dessus de 1000	55 à 70
	500 à 1000	65 à 75
	250 à 500	75 à 100
	100 à 250	100 à 180
Machines des navires de guerre de fort tonnage à grande vitesse. Cuirassés, croiseurs, etc. Yachts. (*Nombre de tours maximum à tirage forcé*).	au-dessus de 4000	75 à 100
	2000 à 4000	90 à 110
	1000 à 2000	100 à 130
	500 à 1000	140 à 160
Machines des petits croiseurs à grande vitesse, des torpilleurs, etc., des canots-vedettes.	1000 à 1500	240 à 320
	500 à 1000	300 à 350
	200 à 500	320 à 380
	50 à 200	350 à 450

On ne doit pas perdre de vue, en ce qui concerne ces deux dernières catégories, que les nombres de tours indiqués correspondent à l'allure maximum à tirage forcé et que, pour une même puissance, le nombre de tours adopté variera généralement en raison inverse de la durée normale du fonctionnement à cette allure. Le nombre de tours sera toujours plus considérable pour un torpilleur que pour un petit croiseur par exemple et pour ce dernier que pour un croiseur protégé.

29 — Evaluation de l'Ordonnée Moyenne. — Nous avons ainsi déterminé successivement les différents éléments devant entrer dans la formule (1), qui ne sont pas calculables et résultent des conditions pratiques : le nombre de tours par unité de temps, et le rapport de la course au diamètre du cylindre ; de plus nous avons choisi pour le coefficient α une valeur appropriée au type de machine dont il a été fait choix.

Il ne nous reste donc plus, avant de calculer le diamètre du cylindre, qu'à déterminer l'ordonnée moyenne effective sur le piston qui peut se

[1] Pour chaque appareil quand le bâtiment est à hélices jumelles.

déduire de la pression initiale et du rapport de détente adoptés en tenant compte bien entendu des conditions pratiques dans lesquelles est réalisée l'expansion de la vapeur.

Pour les Appareils à Simple Détente, on peut se contenter de déterminer la pression moyenne *à priori* en frappant la pression théorique, calculée au moyen de la formule connue :

$$P = P_0 r\left(1 + \text{Log}\,\frac{1}{r}\right),$$

(où P_0 = pression à la chaudière, r = rapport de détente)

d'un coefficient variable suivant la vitesse de piston, la proportion des conduits de vapeur, le système de la distribution, la pression initiale, etc. Pour un type déterminé de machine, ce coefficient varie assez peu et les constructeurs en connaissent très approximativement la valeur pour les différents types d'appareils qu'ils construisent, déduite des diagrammes relevés en marche.

En pratique, ou tout au moins pour un avant-projet, on peut donner à ce coefficient a les valeurs suivantes :

	$a =$
Machines à tiroir très lentes.	0,90
Machines à grande vitesse.	0,70 à 0,95 [1]
Machines à quatre distributeurs	0,92 à 0,95

En principe, on ne devrait pas considérer la vitesse de piston dans la détermination de l'ordonnée moyenne réelle, la section des conduits de vapeur étant calculée elle-même en vertu de cette vitesse pour éviter les pertes par laminage. Malheureusement, dans la réalité, on ne saurait, du moins pour les machines à grande vitesse, aller dans ce sens aussi loin qu'il serait réellement désirable et l'on doit forcément se contenter d'un compromis, les orifices de vapeur étant proportionnés moins largement dans ces dernières que pour les appareils à marche lente.

30. — Dans les Machines à Détente Fractionnée, le problème est beaucoup plus complexe et ne peut plus se résoudre avec exactitude sans le secours d'un tracé graphique exécuté en vertu de certaines règles et corrigé d'après les indications de la pratique. La formule générale, donnant l'ordonnée théorique totalisée, ne permettrait en outre, même affectée d'un coefficient parfaitement exact, que de déterminer le volume du grand cylindre en fonction de la puissance prévue, celui des autres cylindres en serait déduit un peu au hasard, suivant les proportions usuelles, mais on resterait

[1] Suivant la proportion adoptée pour les lumières.

dans une ignorance complète de la répartition du travail sur les différents pistons.

Aux éléments, dont nous nous sommes occupé plus haut, viennent, pour les appareils à multiple expansion, s'en ajouter de nouveaux qu'il convient de déterminer avant de pousser plus avant. Nous voulons parler du nombre de cascades à adopter et des rapports existant entre les volumes des différents cylindres et qu'il faut se donner *à priori* pour évaluer la répartition de la puissance sur les différentes manivelles et calculer la puissance totale, le rapport final de détente étant fonction du rapport total des cylindres, quitte à les modifier légèrement dans la suite si l'égalité entre les travaux développés sur les différents pistons ne paraît pas suffisante.

Le *nombre de cascades* n, ou le *nombre de cylindres* $(n + 1)$, à disposer en série, sont fonction de la pression de régime adoptée. L'expérience semble avoir fixé comme suit le nombre d'expansions distinctes correspondant aux diverses pressions pour les machines à condensation.

jusqu'à 4 kil. . . .	1 expansion (Machine monocylindre)
de 4 k. à 6 kil. . . .	2 expansions (Machine compound)
de 6 k. à 10 kil. . .	3 expansions (Machine à triple expansion)
de 10 k. à 15 kil. . .	4 expansions (Machine à quadruple expansion)

Pour les machines sans condensation la limite s'élève pour chaque type, ainsi :

jusqu'à 6 k.	1 expansion
de 6 k. à 10 k.	2 expansions
de 10 k. à 15 k.	3 expansions

Nous ne considérons point la machine à quintuple expansion pour la marche à condensation, non plus que la machine à quadruple expansion à échappement libre, ces deux types n'ayant pas encore été réalisés parce que l'on n'a pas encore adopté, dans la pratique, des pressions suffisamment élevées pour en justifier l'adoption.

En réalité, le nombre des cylindres à disposer en série n'est limité que par des considérations pratiques et par ce fait qu'au delà d'une certaine limite la perte par rayonnement extérieur compenserait le bénéfice obtenu.

M. Thurston a démontré récemment que si r représente le rapport de détente et n le nombre d'expansions, le travail développé est proportionnel à $1 + \log r$ tandis que le prix de revient qui y correspond est proportionnel à $1 + ar^{\frac{1}{mn}}$, la détente dans un des cylindres étant la $n^{ième}$ racine du rapport total de détente ; m est un coefficient représentant la variation des condensations intérieures en fonction du rapport de détente et a un coefficient constant, sensiblement égal à 0,2. Aux points de vue thermody-

namique et thermique, le coût de la puissance est minimum quand le rapport

$$\frac{1 + \operatorname{Log} r}{1 + a r^{\frac{1}{mn}}}$$

est maximum, c'est-à-dire quand n augmente indéfiniment.

Aussi, les chiffres cités plus haut sont-ils uniquement le résultat de l'expérience et d'un compromis entre les différentes conditions thermiques et pratiques en vue. Ils sont d'ailleurs assez élastiques et ne peuvent être indiqués d'une manière absolument rigoureuse. C'est ainsi que nous donnons la pression de 4 kil. comme la limite au-dessus de laquelle on doit avoir recours à la machine compound. Tel n'est pas l'avis de tous les ingénieurs et nous voyons encore aujourd'hui construire des machines monocylindres fonctionnant à 6 et 7 kil. Dans ce cas, ce sont des considérations particulières d'ordre pratique, qui deviennent prédominantes dans la détermination du choix du type de machine.

Le Rapport $R = \frac{V_n}{V}$ *du Dernier au Premier Cylindre* de la série entre seul en jeu dans le calcul des éléments de la machine puisque c'est de lui et de l'introduction au grand cylindre que dépend le degré total de détente. Si la machine est du système compound la détermination de ce rapport n'implique plus d'autre calcul, si elle est à triple ou quadruple expansion il reste à déterminer les rapports des moyens cylindres entre eux et avec les grand ou petit cylindres, rapports que l'on peut fixer à volonté, en vue d'égaliser dans les différents cylindres, soit les écarts de température, soit les travaux développés.

Le but que l'on doit se proposer avant tout, quand on cherche à établir les rapports de volume des différents cylindres de la série, consiste à égaliser autant que possible les écarts de températures et les travaux développés dans chaque cylindre tout en réduisant au minimum la chute de pression aux réservoirs. Toutes ces conditions ne sauraient être satisfaites à la fois et il est nécessaire de se contenter d'un compromis. Toutefois, nous le répétons, on devra surtout s'attacher à obtenir l'égalité des travaux sur les pistons. Il est certain que, même si le rapport n'est pas convenablement déterminé on peut y remédier, surtout au point de vue des écarts de température et des chutes de pression, par une modification des introductions, mais celles-ci ne peuvent varier qu'entre des limites fort étroites et il est préférable de se rapprocher du fonctionnement désirable en adoptant des rapports de cylindres convenables avec des introductions normales.

Il est impossible de donner à cet égard de formule permettant de déterminer *à priori* le rapport le plus avantageux pour une pression et une puis-

sance déterminées. La seule chose que l'on puisse conseiller consiste à tracer les diagrammes prévus d'après les règles que nous donnons dans ce chapitre avec les admissions qui paraissent les plus convenables pour chaque cylindre et de vérifier ensuite si l'on obtient une égale répartition de la puissance.

Les rapports entre les différents cylindres des appareils à multiple expansion doivent autant que possible être compris entre les limites consignées dans le tableau ci-dessous où le volume du cylindre admetteur est pris comme unité :

	Pression de régime	Volumes relatifs des cylindres			
		1er Cyl.	2e Cyl.	3e Cyl.	4e Cyl.
Machines compound	6k,00	1	2,3	»	»
	10 ,00	1	3,5	»	»
Machines à triple expansion . . .	10 ,00	1	2,7	7,2	»
	12 ,00	1	2,8	7,5	»
Machines à quadruple expansion.	12 ,00	1	2,1	4,1	8,2
	15 ,00	1	1,7	4,1	11,4

Le rapport entre les volumes de deux cylindres consécutifs ne doit pas être supérieur à 3, sous peine d'exagérer les chutes de pression aux réservoirs. Dans les appareils compound on va quelquefois plus loin afin d'obtenir un rapport de détente suffisant, mais on ne doit pas dépasser 3,5.

L'*introduction au Petit cylindre* et le rapport total des volumes sont dans une dépendance mutuelle, puisque ce sont les deux facteurs du rapport total de détente que l'on peut s'être donné. Toutefois, pour être fidèle au principe qui préside au fonctionnement des machines à détente multiple, on ne doit pas avoir recours à de faibles introductions qui entraîneraient, dans le même cylindre, des écarts trop grands de température : *une admission de 0,45 au petit cylindre doit être considérée comme la limite inférieure*. Dans une machine à triple expansion présentant un rapport total de 5 volumes, cela correspond à une détente de 11,1 volumes (espaces morts non compris), ce qui est absolument suffisant en pratique.

L'introduction dans les autres cylindres doit être déterminée par tâtonnement, de manière à égaliser autant que possible les travaux sur les pistons. On sait en effet qu'en accroissant l'admission dans un des cylindres d'une machine à détente fractionnée, on diminue la puissance dans ce cylindre, parce que la contrepression au réservoir augmente très rapidement. La détermination des dimensions absolues du cylindre d'une machine compound serait très facile si l'on n'en devait tenir compte, en pratique.

31. — L'Etude de tout Appareil à Expansion Fractionnée doit

donc être précédée du tracé de diagrammes représentant les variations de l'ordonnée effective sur chacun des pistons pendant une course complète et ayant pour objet :

1° De déterminer la valeur de l'ordonnée moyenne totalisée réelle et par conséquent le volume des cylindres en vue de la puissance prévue, au nombre de tours, à la pression et dans les conditions données ;

2° De déterminer la valeur de l'ordonnée moyenne dans chaque cylindre en fonction des phases de la régulation et du volume des cylindres et de modifier ces derniers éléments dans la proportion et dans le sens voulus, pour obtenir, sur chacun des pistons, la répartition de puissance cherchée, l'ordonnée moyenne totalisée restant constante ;

3° D'analyser d'autre part l'influence que peut avoir, sur la répartition du travail ou des écarts de température, sur les chutes de pression aux réservoirs, sur les pertes de surface des diagrammes totalisés par rapport à la courbe théorique, les modifications apportées aux introductions et aux rapports de volume des différents cylindres.

Dans le *diagramme totalisé* on porte, en abscisses, les volumes des différents cylindres et ceux des espaces morts, à la même échelle et, en ordonnées, les pressions absolues.

Un tel diagramme sera par conséquent conventionnel et on ne pourra lui superposer les courbes relevées à l'indicateur sans changer leur échelle.

Considérons par exemple la figure 19 qui représente, dans sa plus grande simplicité, sans espaces morts ni perte de charge au réservoir, le diagramme totalisé d'une machine compound. Le volume du grand cylindre est représenté par OE et celui du petit par CD. La pression initiale est donnée par OA, le grand cylindre étant supposé ne pas comporter de compression. La contre-pression au réservoir intermédiaire est OC.

Le volume correspondant à l'admission au petit cylindre est AB.

On peut envisager un tel diagramme à deux points de vue : soit comme le diagramme d'une machine monocylindre où le volume du cylindre est représenté par OE, le rapport de détente étant de $\frac{OE}{AB}$, et l'ordonnée moyenne effective sur le piston correspondant au diagramme total ABEO, soit comme celui d'une machine compound de même puissance présentant un rapport de volume de cylindres de $\frac{OE}{CD}$ et un rapport de détente de $\frac{CD}{AB}$ au petit cylindre et de $\frac{OE}{CD}$ au grand cylindre, l'ordonnée moyenne effective sur le petit piston correspondra alors au diagramme ABDC et sur le grand piston au diagramme CDEO. Comme les deux machines considérées sont de même puissance, on en déduit

$$OE \times \Pi = CD \times p + OE \times p',$$

où p, p' et Π représentent respectivement les ordonnées moyennes correspondant aux diagrammes ABDC, CDEO et ABEO. On en déduit

$$\Pi = \frac{CD}{OE}p + p'.$$

C'est-à-dire que l'ordonnée moyenne totalisée est égale à la somme de l'ordonnée moyenne relevée sur le grand piston et du produit de l'ordonnée moyenne, relevée sur le petit piston, par le rapport du volume du petit au grand cylindre.

Il en serait de même pour une machine à triple expansion. Comme on considère généralement que le volume du petit cylindre est égal à l'unité, si l'on désigne par $\frac{1}{\omega}$ et $\frac{1}{\omega'}$ les rapports de ce cylindre au moyen et au grand et par p, p' et p'' les ordonnées moyennes correspondantes, on aura

$$\Pi = \frac{p}{\omega} + \frac{p'}{\omega'} + p''.$$

Il est donc facile, par ce procédé, de totaliser les diagrammes relevés sur une machine à n expansions, procédé qui a permis d'arriver, avec une certaine approximation, la détermination des coefficients pratiques dont il faut tenir compte dans l'établissement des diagrammes prévus pour les machines à construire.

C'est qu'en effet, *l'ordonnée moyenne totalisée réelle* est loin d'avoir la même valeur que *l'ordonnée moyenne totalisée théorique* résultant du diagramme ABEO donnée par l'équation

$$\Pi' = P_a \frac{\alpha}{m}\left(1 + \text{Log}\,\frac{m}{\alpha}\right)$$

où P_a est la pression de régime absolue aux chaudières, m le rapport total des volumes des cylindres et α le coefficient d'introduction au petit cylindre, soit $\frac{AB}{CD}$.

Reportons-nous en effet à la figure 17, diagrammes totalisés d'une machine compound, où AO représente la pression absolue aux chaudières ; si le rapport total théorique de détente est $\frac{OE}{AB}$, le diagramme totalisé réel sera ABKEO, correspondant à une ordonnée moyenne théorique Π'.

Or, les diagrammes réels du petit et du grand cylindre, présenteront une surface inférieure à l'aire du diagramme ABKEO et par conséquent une ordonnée moyenne plus faible. En effet :

(1) Il se produit, entre les chaudières et le cylindre, une perte de charge AA' et, de ce fait, la courbe de détente à l'introduction théorique, n'est plus que B'K' d'où première perte de surface égale à BKK'B'.

(2) Le volume de l'espace mort du petit cylindre doit être ajouté au volume

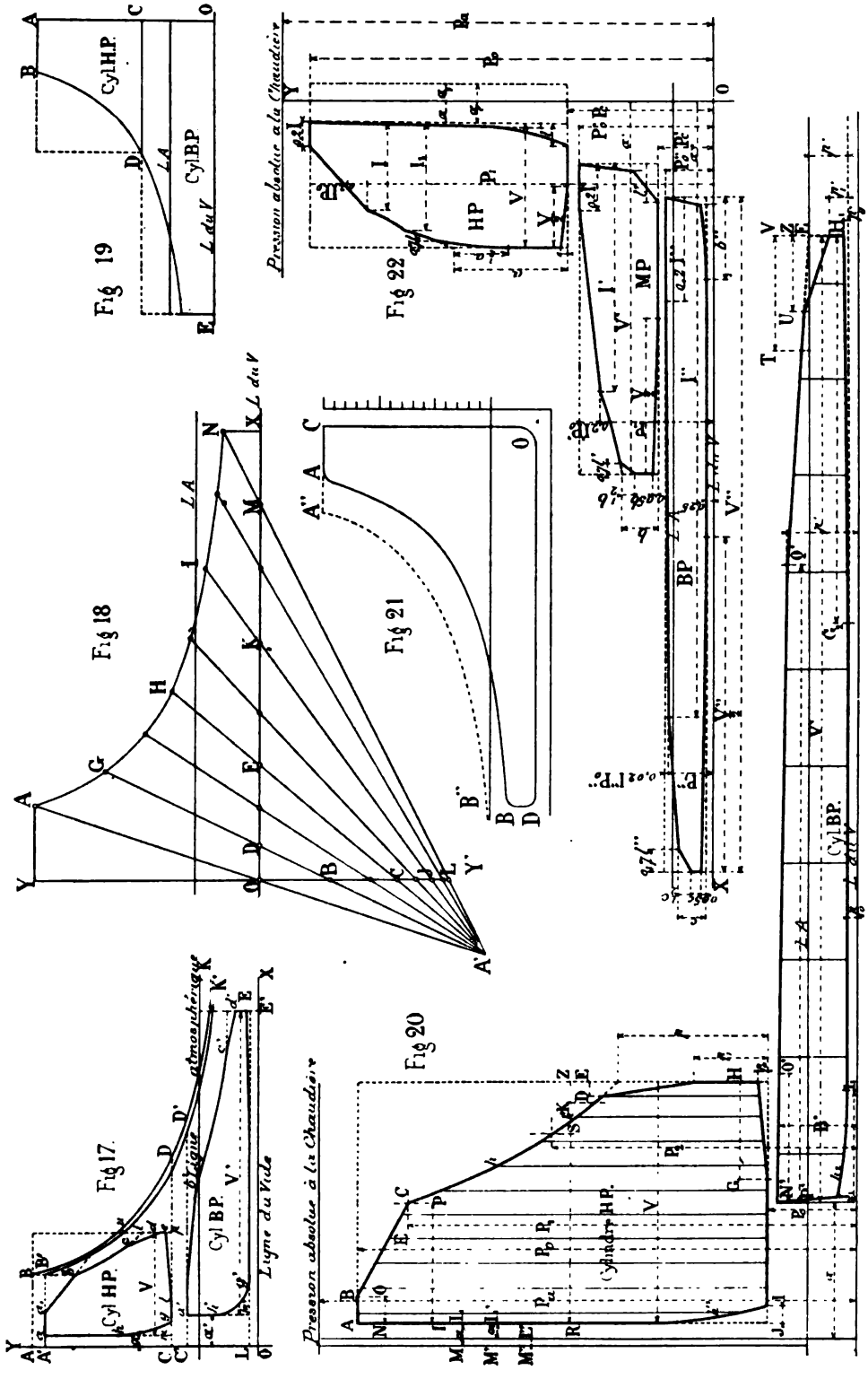


Fig. 17 à 22. — Diagrammes totalisés.

de ce cylindre, puisqu'il doit être rempli de vapeur à la pression d'admission; il est représenté en α : d'où seconde perte de surface donnée par A'*am*C.

(3) Il se produit pendant la période d'admission un laminage de la vapeur qui entraîne une nouvelle perte de surface due à la fois à la diminution de la pression moyenne d'admission et à l'abaissement du point initial de la détente qui tombe en *b* d'où résulte une nouvelle perte représentée par l'aire a_1B'*icb*.

(4) L'avance à l'échappement entraîne une autre perte donnée par l'aire *cid*.

(5) Le laminage, inévitable pendant la période d'échappement, est cause d'une perte *pel*.

(6) La compression entraîne la perte représentée par l'aire *ghm*.

Enfin, la perte de pression au réservoir intermédiaire, due à l'étranglement des tuyaux de communication et à diverses causes, empêche que CD coïncide avec C'D', c'est-à-dire que la contrepression sous le petit piston est plus grande que la pression initiale sur le grand.

Les mêmes raisonnements sont applicables au grand cylindre avec cette différence que la perte représentée par l'aire LEE'O est due à l'imperfection du vide sous le grand piston.

Plus grand est le nombre de fractionnements auquel est soumise la détente, et plus faibles sont chacune de ces pertes en particulier, mais plus grande est leur somme, c'est-à-dire la perte totale. Si donc nous appelons Π' l'ordonnée moyenne totalisée théorique correspondant à la détente du volume AB de vapeur à la pression absolue AO des chaudières, l'ordonnée moyenne totalisée réelle Π sera égale à $\mu\Pi'$, où le coefficient μ est compris en pratique :

Pour les machines à	double expansion entre.	0,60 et 0,65
id.	triple id.	0,55 et 0,60
id.	quadruple id.	0,50 et 0,55

ce qui permet déjà de calculer avec une certaine approximation l'ordonnée totalisée réelle en fonction de l'ordonnée théorique et permet d'établir, en vue de la puissance totale à développer, le volume du grand et par conséquent celui des autres cylindres d'après un rapport fixé d'avance. On peut donc, sans tracer de diagramme, satisfaire au premier problème énoncé. Mais là se borne le rôle du calcul direct et, pour résoudre les problèmes formulés aux paragraphes (2) et (3), aussi bien que pour obtenir une approximation satisfaisante dans la solution du problème (1), il faut avoir recours au tracé préliminaire des diagrammes prévus.

Avant de rappeler la méthode générale que l'on peut employer pour opérer ce tracé, nous examinerons brièvement la question importante du tracé

des courbes de détente et de compression qui forment en somme la base de l'épure.

Tracé des courbes d'expansion. — On sait que les courbes représentant les variations mutuelles des pressions et des volumes diffèrent notablement, en ce qui concerne les vapeurs, de celles qui se rapportent aux gaz. Les équations exactes de ces courbes sont toutefois d'une application tellement difficile que l'on se contente le plus souvent de leur substituer des expressions très approchées, de forme plus simple, qui suffisent amplement pour les besoins de la pratique.

Ces équations approchées sont généralement celles d'hyperboles et sont de la forme

$$pv^m = \text{const.},$$

où la valeur de l'exposant m varie depuis 0 pour l'expansion isothermique de la vapeur saturée que nous n'avons pas à considérer ici, jusqu'à 1,333 pour la vapeur surchauffée qui peut être considérée comme un gaz parfait.

En pratique, on considère trois genres de courbe de détente suivant les conditions dans lesquelles se présente le fluide ou celles qui président à sa détente, à savoir :

1° La *Courbe de saturation* ou de poids constant qui représente la détente de la vapeur maintenue à l'état de saturation. Si la vapeur est initialement sèche, on devra fournir de la chaleur pendant la détente et au contraire en extraire pendant la compression. Les relations qui existent entre les valeurs simultanées des pressions, des températures et des volumes sont extrêmement complexes. Toutefois, la comparaison de résultats numériques indique que cette courbe peut être très approximativement donnée par la relation

$$pv^{1,065} = \text{const.}$$

La constante est ici égale à 1,7.

2° La *courbe adiabatique* suppose que la détente est effectuée dans un cylindre non conducteur de la chaleur, incapable d'échanges thermiques avec le fluide. On l'obtient en rendant constante la fonction thermodynamique :

$$\varphi = \text{J} \log \text{T} + u\left(\frac{dp}{d\text{T}}\right)_v = \text{const.}$$

et alors

$$d\varphi = 0.$$

Cette courbe a très approximativement pour équation

$$pv^{1,035 + 0,1x} = \text{const.} = 1,704$$

où x représente la proportion de vapeur existant initialement dans le mélange de vapeur et d'eau entrant au cylindre.

Quand la vapeur est initialement sèche et saturée $x = 1$ et l'équation devient

$$pv^{1,135} = \text{const.}$$

3° La *courbe dite hyperbolique* est représentée par

$$pv^1 = \text{const.}$$

Cette courbe diffère notablement de la courbe représentant l'expansion des gaz qui est isothermique, la température diminuant plus rapidement que dans les deux cas précédents (détente de vapeur saturée et détente adiabatique). Pour obtenir une pareille courbe, il faut fournir à la vapeur une quantité de chaleur très supérieure au travail externe accompli, tandis que, s'il s'agit d'un gaz, le calorique cédé sera exactement équivalent à ce travail, l'effet d'une pareille détente sera donc de dessécher la vapeur humide ou de surchauffer la vapeur initialement sèche.

Ainsi donc, en résumé, les courbes de saturation, adiabatique et hyperbolique correspondent respectivement à des valeurs de

$$m = 1{,}0646\ ; \quad m = 1{,}135\ ; \quad m = 1.$$

On voit donc de suite que, pour tout rapport de détente, la courbe adiabatique présente une diminution un peu plus rapide des pressions que les deux autres et que, sous ce rapport, la courbe de saturation reste intermédiaire entre elles. Autrement dit, si l'on trace ces trois courbes en partant d'un même point initial, la courbe dite hyperbolique sera supérieure aux deux autres.

Cette courbe hyperbolique est, de toutes, celle qui se produirait le plus rarement en principe s'il n'intervenait des causes particulières qui tendent, à l'encontre des indications de la théorie, à la rapprocher davantage de la courbe réelle. On sait en effet qu'il se produit généralement, au cours de la détente, particulièrement à la fin, des réévaporations de l'eau entraînée ou plutôt condensée sur les parois du cylindre pendant la période d'admission, réévaporations qui ont pour but de relever la courbe, vers son extrémité inférieure, au-dessus des courbes de saturation ou adiabatiques. Cette réévaporation est un fait pratique qui paraît en contradiction avec la théorie, laquelle indique au contraire la condensation, pendant l'expansion adiabatique, d'un certain poids de vapeur nécessaire pour dégager la quantité de calorique correspondant au travail externe produit. (1) Ce phénomène ne peut d'ailleurs se produire qu'au cours de la détente adiabatique laquelle, on le sait, suppose des cylindres non conducteurs de la vapeur, hypothèse irréalisable en pratique.

On a choisi la courbe hyperbolique pour le tracé des diagrammes, parce qu'elle se rapproche davantage de celle que l'on relève à l'indicateur et parce qu'elle est d'un tracé rapide et facile.

On admet donc que les courbes d'expansion et de compression sont des

[1] Ce phénomène provient de ce que la chaleur spécifique de la vapeur saturée est négative, il y a donc absorption de chaleur à mesure que la détente se produit.

branches d'hyperbole équilatère ayant pour asymptotes les axes de coordonnées et, pour équation : $pv = \text{const.}$

Il existe plusieurs manières de tracer l'hyperbole équilatère. Nous rappellerons brièvement la plus simple d'entre elles.

Soient OX, OY (fig. 18), les deux axes de coordonnées prolongés et A un point de la courbe cherchée. Ce point, donné en pratique dans le tracé des diagrammes, correspond à la fin de l'admission.

Joignons AO et prolongeons cette droite d'une longueur $OA' = OA$.

Pour obtenir un point de la courbe, menons le rayon A'BDG, et prenons $DG = A'B$, le point C est un point de la courbe cherchée. De même, pour un autre point H, $EH = A'C$. En menant le nombre voulu de rayons, on peut tracer la courbe par points. En pratique, pour obtenir une courbe parfaitement continue et sans irrégularités, on la trace au moyen d'une latte flexible, maintenue à l'aide de plombs, passant par les points trouvés. On opère de même, qu'il s'agisse d'une courbe de détente ou de compression.

Tracé des diagrammes. — Ce tracé a moins pour but, on ne doit pas l'oublier, d'obtenir, pour chaque cylindre, des diagrammes offrant la forme exacte de ceux que l'on pourrait relever à l'indicateur sur les cylindres de la machine considérée que des figures présentant la même surface et pouvant ainsi donner une même ordonnée moyenne. Il est difficile en effet de tenir compte directement des fluctuations de pression dans les réservoirs intermédiaires suivant qu'il y a ou non correspondance entre l'admission et l'échappement des deux cylindres qui communiquent avec eux. On en tient compte implicitement par les coefficients adoptés pour calculer différentes pertes de charge et les pressions aux réservoirs dont les valeurs représentent alors des moyennes; on remplace ainsi une courbe plus ou moins irrégulière par une ligne droite ou brisée équivalente.

Puisque l'on connaît les volumes des cylindres et leurs espaces morts, la pression de régime aux chaudières et la contrepression au condenseur, les seules inconnues consistent dans la détermination des pressions aux réservoirs intermédiaires et des coefficients de réduction dont on doit frapper les différentes pressions : dans la boîte à tiroir, dans les cylindres, au commencement et à la fin de l'admission, etc.

Les coefficients empiriques adoptés portent en partie sur l'évaluation des pertes de charge que la théorie ne peut permettre d'établir en tenant compte des conditions pratiques. Ils ne peuvent donc être établis qu'à la suite de l'étude comparative d'un grand nombre de diagrammes relevés sur des machines établies dans des conditions normales. Il en a été ainsi pour les relations pratiques que nous allons donner et qui sont corroborées par l'expérience.

Les pertes de charge doivent être proportionnelles aux pressions, aux coefficients d'introduction et à la vitesse de piston. Toutefois, comme les sections de conduites et tuyaux des machines sont généralement établies d'après des règles à peu près identiques et proportionnellement à la vitesse du piston, on peut éliminer ce dernier facteur et déterminer, comme on le verra ci-dessous, la perte de charge en fonction seulement de la pression initiale et de l'introduction.

La pression aux réservoirs étant fonction des autres éléments auxquels nous venons de faire allusion, il convient de les déterminer tout d'abord. Nous ne donnerons pas d'ailleurs le détail du calcul théorique de cette pression, que l'on pourra retrouver dans quelques ouvrages, mais seulement les formules finales auxquelles on est conduit et dans lesquelles nous tiendrons compte des réductions qu'il est nécessaire d'apporter à la valeur des différentes pressions ou, autrement dit, des pertes de charge, pour que l'on puisse obtenir des résultats pratiques suffisamment exacts.

Machines compound (fig. 20). — Pour prendre le cas le plus compliqué, nous supposerons qu'il existe un tiroir de détente, du système Meyer par exemple, au petit cylindre.

La nomenclature et la valeur relative des différentes parties du diagramme sont comme suit :

PETIT CYLINDRE

P_a = pression absolue aux chaudières.
P_0 = pression à l'admission = $Pa(1 - 0{,}15\ I)$ (1).
P_1 = pression à la fin de l'admission = $P_0(1 - 0{,}2\ I)$.
p = pression à la fin de la détente.
P_c = pression au réservoir.
IP = introduction du tiroir de détente.
NO = 0,2PI.
RS = introduction du tiroir fixe.
V = volume du petit cylindre.
ML = espace mort total du petit cylindre = α_1 = M'L' + M''L''.
M'L' = — du petit cylindre = α.
M''L'' = volume des conduites de détente.
KZ = avance à l'échappement.
DE = 0,65 KZ.
IJ = période de compression = l.
h = hyperbole équilatère.
h = —
h' = —

[1] Pour les grandes introductions, si les tuyaux sont de section largement calculée, on peut prendre $P_0 = P_a\ (1 - 0{,}10\ I)$. I représente l'introduction.

$p_1 = 0{,}50\, p$.
$p_0 = 0{,}05\, p$.
$GH = 0{,}4\ V$.
$P_c = 1{,}11\ P_0$.

GRAND CYLINDRE

P'_0 = pression initiale au grand cylindre.
$P'Q'$ = introduction au —
V' = volume du —
P'_1 = pression à la fin de l'admission $= P'_0(1 - 0{,}2\ I')$.
α' = espace mort du grand cylindre.
h_1 = hyperbole tracée suivant la ligne du vide absolu.
h_2 = — —
TV = avance à l'échappement.
$UZ = 0{,}65\ TV$.
p_c = contrepression au condenseur.
p'_1 = pression à la fin de la détente.
$p'_0 = 0{,}05\, p'$.
$G_1H_1 = 0{,}4\ V'$.
I_1J_1 = compression $= l'$.
$\frac{V'}{V} = m$ = rapport de volume des cylindres.
I_f = introduction fictive $= \frac{I + \alpha_1}{1 + \alpha_1}$.
a' = introduction relative $= \frac{I_f}{m}$.
Π = ordonnée moyenne totalisée théorique $= P_a I\left(1 - 2{,}303 \log \frac{1}{I}\right)$.
pm = — réelle $= 0{,}60\ \Pi$.

On a déterminé empiriquement les relations existant entre P_0, P_1 et P_2, soient :

$$P_0 = P_a(1 - 0{,}15\ I)$$
$$P_1 = P_a(1 - 0{,}15\ I)(1 - 0{,}2\ I)$$
$$P_2 = P_1\left(\frac{I + \alpha_1}{1 + \alpha_1}\right).$$

L'inconnu du problème est donc la contrepression sous le petit piston, P_c, on la détermine pratiquement par cette formule :

$$P_c = \frac{1{,}10\ P_1(I + \alpha_1) - \alpha_1 P_2 + 0{,}2\ m(l' + \alpha')}{l' + \alpha + m(I + \alpha')}.$$

Quant à la pression initiale au grand cylindre, P'_0, elle est légèrement inférieure à la pression moyenne au réservoir qui est elle-même un peu plus faible que P_c, à cause du laminage. On doit prendre en pratique :

$$P'_0 = 0{,}9\ P_c.$$

En traçant l'épure suivant ces indications, si les diagrammes n'auront

pas toujours exactement la forme réelle qu'ils revêtiront en réalité, en revanche, on obtiendra les pressions moyennes avec une très grande approximation, pour les machines exécutées dans des conditions normales.

Machines à triple expansion (fig. 22). — La méthode est identique, mais le nombre des éléments étant plus grand, les formules sont plus complexes.

Le diagramme étant supposé établi suivant les mêmes principes que pour les machines compound et en adoptant les mêmes notations que plus haut, en ce qui concerne les introductions, les espaces morts, les rapports des cylindres et en affectant de l'indice les lettres relatives aux éléments du grand cylindre, nous poserons d'abord pour simplifier :

Petit cylindre : $a = (\mathrm{I} + \alpha) - 0{,}08\ \mathrm{I}$

$b = l + \alpha.$

Moyen cylindre : $a' = (\mathrm{I}' + \alpha') - 0{,}08\ \mathrm{I}'$

$b' = l' + \alpha'$

$c' = 0{,}055\ (1 + \mathrm{I}')$

$d' = \mathrm{I}' + \alpha'.$

Grand cylindre : $a'' = (\mathrm{I}'' + \alpha'') - 0{,}08\ \mathrm{I}''$

$b'' = l'' + \alpha''$

$c'' = 0{,}055\ (1 + \mathrm{I}'')$

$d'' = \mathrm{I}'' + \alpha''$

$1 - c'' = 1 - 0{,}055\ (1 + \mathrm{I}'').$

$m =$ rapport cyl. $\dfrac{\mathrm{MP}}{\mathrm{HP}}$

$m' =$ rapport cyl. $\dfrac{\mathrm{BP}}{\mathrm{HP}} =$ rapport total.

Puis, nous poserons

$$\mathrm{A} = b + mc'd' \times mea'(1 - c')$$
$$\mathrm{B} = mb'$$
$$\mathrm{C} = mb' + m'c''d'' + m'a''(1 - l'')$$
$$\mathrm{D} = ma'(1 - c').$$

Les relations empiriques existant entre P_a, P_0 et P_1, etc. sont :

$$\mathrm{P}_0 = \mathrm{P}_a(1 - 0{,}10\ \mathrm{I}) \quad (1)$$
$$\mathrm{P}_1 = \mathrm{P}_0(1 - 0{,}2\ \mathrm{I})$$
$$\mathrm{P}'_1 = \mathrm{P}'_0(1 - 0{,}2\ \mathrm{I}')$$
$$\mathrm{P}''_1 = \mathrm{P}''_0(1 - 0{,}2\ \mathrm{I}'').$$

La contrepression au petit cylindre sera :

$$\mathrm{P}_c \frac{a\mathrm{P}_0\mathrm{C} + 0{,}2\ \mathrm{B}m'b''}{\mathrm{A.C} - \mathrm{B.D}}.$$

La pression initiale au moyen cylindre sera :

$$\mathrm{P}'_0 = \mathrm{P}_c[1 - 0{,}05\ (1 + \mathrm{I}')].$$

La contrepression au moyen cylindre sera :

$$P'_c = \frac{aP_0D + 0{,}2\ Am'b''}{A.C - B.D}.$$

La pression initiale au grand cylindre sera :

$$P''_0 = P'_c[1 - 0{,}05\ (1 + I'')].$$

Nous supposons ici qu'il n'y a pas de tiroir de détente au petit cylindre ; il en est ainsi dans la plupart des cas pour les machines à triple expansion.

Machine à quadruple expansion. — L'épure se trace comme plus haut, avec cette différence qu'elle comporte quatre diagrammes au lieu de trois.

Posons encore, comme pour les machines à triple expansion :

$$a = (I + \alpha) - 0{,}08\ I \qquad a' = (I' + \alpha') - 0{,}08\ I'$$
$$b = l + \alpha \qquad b' = l' + \alpha'$$
$$c = 0{,}05\ (1 + I) \qquad c' = 0{,}05\ (1 + I')$$
$$d = I + \alpha \qquad d' = I' + \alpha'$$
$$a'' = (I'' + \alpha'') - 0{,}08\ I'' \qquad a''' = (I''' + \alpha''') - 0{,}08\ I'''$$
$$b'' = l'' + \alpha'' \qquad b''' = l''' + \alpha'''$$
$$c'' = 0{,}05\ (1 + I'') \qquad c''' = 0{,}05\ (1 + I''')$$
$$d'' = I'' + \alpha'' \qquad d''' = I''' + \alpha'''.$$

Puis, également comme plus haut :

$$m = \text{rapport cyl.}\ \frac{1^{er}\ MP}{HP}$$
$$m' = \text{rapport cyl.}\ \frac{2^{e}\ MP}{HP}$$
$$m'' = \text{rapport cyl.}\ \frac{BP}{HP} = \text{rapport total,}$$

et

$$A = ma'(1 - c') \qquad A' = m'a''(1 - c'')$$
$$B = mb' + m'c''d'' + m'a''(1 - c'') \qquad B' = m''a'''(1 - c'') + m'b'' + m''c'''d'''$$
$$C = mb' \qquad C' = m'b''$$
$$D = ma'(1 - c') + mc'd' + b \qquad C'' = m''b'''.$$

La contrepression au petit cylindre et la pression initiale au premier cylindre à MP seront respectivement :

$$P_c = \frac{aP_0(B.B' - A'C') + 0{,}2\ C.C'.C''}{D.B.B' - A.C.B - D.C'.A'}$$
$$P'_0 = P_c[1 - 0{,}05\ (1 + I')].$$

La contrepression au premier cylindre MP et la pression initiale au second cylindre MP, seront respectivement :

$$P'_c = \frac{aP_0.A.B' + 0{,}2\ C'.C''.D}{D.B.B' - A.C.B' - D.C'.A'}$$
$$P''_0 = P'_c[1 - 0{,}05\ (1 + I'')].$$

La contrepression au second cylindre MP et la pression initiale au grand cylindre seront respectivement :

$$P''_c = \frac{aP_0.A.A + 0,2C''(D.B - A.C)}{D.B.B' - A.C.B' - D.C'.A'},$$

$$P''_0 = P''_c[1 - 0,05(1 + I''')].$$

33. — Les Diagrammes une fois tracés on en déduit la valeur des ordonnées moyennes par le procédé suivant :

On divise la longueur du diagramme en un nombre n (généralement 10) de parties égales et on mesure les ordonnées des deux extrémités et des $n - 1$ points de division, de telle façon que les ordonnées soient mesurées en $n + 1$ points équidistants.

Soient p_0 la première, p_n la dernière et p_1, p_2, etc. les ordonnées intermédiaires de la courbe supérieure ; soient p'_0 la première, p'_n la dernière et p'_1, p'_2, etc. les ordonnées intermédiaires de la courbe inférieure ; soient p_m la pression moyenne agissant sur la face travaillante du piston, p'_m celle qui s'exerce sur la face opposée et s'oppose au mouvement, la pression moyenne effective sera $p_m - p'_m$.

On a $$p_m = \frac{1}{n}\left(\frac{p_0 + p_n}{2} + p_1 + p_2 + \text{etc...}\right);$$

$$p'_m = \frac{1}{n}\left(\frac{p'_0 + p_n}{2} + p'_1 + p' + \text{etc...}\right).$$

En pratique, on procède plus simplement (voir fig. 20.) On divise le diagramme suivant sa longueur en 10 parties égales, et, du milieu de chacune des divisions ainsi obtenues, on mène des ordonnées parallèles, représentées en lignes pleines sur la figure. On mesure la longueur de chacune d'elles comprise entre les courbes supérieure et inférieure ; leur somme, divisée par 10 — nombre d'ordonnées — donne la valeur de la pression moyenne effective.

34. — Grâce à l'Emploi des Formules et des Tracés Graphiques établis comme nous l'avons vu, il est facile de calculer, avec une grande approximation, la valeur de l'ordonnée moyenne dans le cylindre d'une machine à simple expansion ou sur les différents pistons d'une machine à détente fractionnée, en fonction de la pression initiale, des coefficients d'introduction et, pour cette dernière, du rapport des volumes des différents cylindres.

Nous ne pouvons toutefois calculer le diamètre du cylindre D qu'après avoir établi, entre ce diamètre et la course C, la proportion qu'il est désirable d'adopter suivant les cas ; si la course n était exprimée en fonction de ce diamètre, l'équation de la puissance contiendrait deux inconnues.

Nous avons exposé dans un précédent chapitre, à propos des proportions

à donner aux machines, quelques considérations relatives au rapport devant exister, dans une machine à vapeur, entre le diamètre du cylindre et la course de son piston. Voici quelques chiffres qui paraissent résumer assez complètement la pratique moderne à ce point de vue :

$$C = b.D$$

(D exprimant le diamètre du grand cylindre dans les machines à expansion fractionnée).

Valeurs du coefficient b :

	b =
Machines fixes monocylindres genre Corliss.	1,80 à 2,40
id. compound id.	1,00 à 2,00
Machines fixes verticales à triple expansion	0,95 à 1,25
Machines marines du commerce compound et à triple expansion	0,55 à 0,70
Machines des navires de guerre, compound.	1,00 à 0,60
id. à triple expansion	0,40 à 0,50
Machines de torpilleurs à triple expansion	0,42 à 0,60

On voit que, surtout en ce qui concerne les machines fixes, il n'existe pas de règle bien précise et que la pratique des différents constructeurs présente des divergences considérables. Pour fixer les idées, nous pourrons conseiller de donner dans un avant-projet, lorsqu'il ne sera pas spécifié autrement, les valeurs suivantes à b pour les machines fixes :

Machines monocylindres. . . .	$b = 2,00$
— compound Corliss . .	$b = 1,60$
— — à tiroir . .	$b = 1,30$

Pous les appareils de navigation il y a lieu bien entendu de distinguer les cas où il y a un ou deux cylindres de détente, le rapport du diamètre de chacun d'eux à la course étant alors moins élevé. On peut indiquer les moyennes suivantes :

Machines de paquebot à triple expansion ne comportant qu'un cylindre de détente		$b = 0,65$
Machines des navires de guerre à triple expansion.	à trois cylindres. .	$b = 0,43$
	à quatre cylindres.	$b = 0,60$

C étant ainsi exprimé en fonction du diamètre, la formule de la puissance (voir page 80) devient

$$P_e = 3,49\alpha b D^3 Np, \qquad (1)$$

d'où

$$D = \sqrt[3]{\frac{P_e}{3,49\alpha.b\ Np}}$$

dont tous les éléments sont indirectement connus, ce qui nous permet d'obtenir D.

Il va sans dire que, dans la détermination de la surface du piston, on doit déduire la section de la tige d'un côté ou des deux côtés suivant que le piston comporte ou ne comporte pas de contretige. Soit d le diamètre de la tige et de la contretige. Le véritable diamètre D_1 à adopter pour le cylindre sera alors

$$D_1 = \sqrt{D^2 + d^2} \quad \text{s'il y a une contretige,}$$

$$D_1 = \sqrt{D^2 + \frac{d^2}{4}} \quad \text{s'il n'y a pas de contretige.}$$

35. — Si la Course du Piston est donnée *à priori*, il est inutile d'avoir recours à la formule (1) et on calcule directement la surface du piston, tige déduite, d'après la formule donnée plus haut

$$P_e = \alpha p \frac{SNC}{30}$$

où l'on a encore.

p = pression moyenne effective en kil par cmq.

S = surface du piston en cmq.

C = course du piston en mètres.

Pour les appareils à multiple expansion, on commence d'abord par calculer le diamètre du grand cylindre en donnant à p, dans la formule $P = 3{,}49\ D^2CNP$ (1), la valeur relevée sur l'épure pour *l'ordonnée moyenne effective totalisée*. Le volume du grand cylindre doit être tel en effet qu'il soit capable, supposé seul, de développer la puissance demandée si la pression totalisée moyenne s'exerçait sur son piston. On identifie ainsi la machine à n expansions à un appareil à simple détente ayant pour cylindre le grand cylindre de la machine considérée, recevant la vapeur à la même pression initiale et fonctionnant avec le même rapport de détente. L'examen de l'épure totalisée explique cette hypothèse. Dans un tel appareil monocylindre, le rapport total de détente, sans tenir compte des espaces morts, serait $\frac{R}{I}$, R représentant le rapport du volume du grand au petit cylindre et I l'introduction en centième au petit cylindre de la machine à détente multiple correspondante.

Le diamètre du grand cylindre une fois calculé, on en déduit celui des autres d'après le rapport des volumes choisis. On vérifie ensuite, à l'aide de la même formule (1), mais en y donnant respectivement à p la valeur de l'ordonnée moyenne correspondante relevée sur chacun des diagrammes de l'épure, que les puissances développées sur chacun des pistons sont à peu près identiques. S'il en était autrement il faudrait adopter d'autres rapports et remanier l'épure jusqu'à ce que l'on arrive à un résultat satisfaisant.

Ainsi, en résumé, l'ordonnée totalisée et le diamètre du grand cylindre sont seuls indispensables au calcul de la puissance ; les pressions moyennes données par l'épure pour les cylindres à haute et moyenne pression ne servent qu'à vérifier l'égalité des travaux sur tous les pistons.

Toutefois, dans un avant-projet, on peut opérer plus rapidement. Prenons par exemple le cas le plus compliqué, d'où l'on pourra facilement déduire la méthode applicable aux cas plus simples des appareils à simple expansion.

Supposons que l'on veuille déterminer sans tracer de diagramme les dimensions des cylindres d'une machine à triple expansion fonctionnant à 9 kil. et devant développer 1.000 chevaux à une vitesse de 80 tours à la minute.

L'expérience nous apprend que le rapport des volumes, entre le petit et le grand cylindre, qui convient le mieux dans la circonstance est de 6 avec une admission de vapeur au premier cylindre de 0,60. Le coefficient de détente sera donc de $\frac{6}{0,6} = 10$.

On aura alors pour valeur théorique de la pression moyenne totalisée, ou rapportée sur le grand piston :

$$P = 10 \times \frac{0.60}{6}\left(1 + 2.3 \log \frac{6}{0,60}\right) = 3^k,30.$$

Le coefficient de rendement ou rapport de l'ordonnée effective réelle à l'ordonnée théorique est, dans le cas qui nous occupe, de 0,60 environ. La pression moyenne utilisable sera alors :

$$P' = 0,60 \times 3\,\text{k.}, 30 = 1\,\text{k.}, 98.$$

Il ne reste plus qu'à calculer le diamètre du grand cylindre de telle sorte qu'il puisse développer la puissance demandée, son ordonnée moyenne étant de 1 k., 98. Soit d_3 ce diamètre.

Pour rester dans les proportions usuelles, admettons que la course commune aux trois pistons soit égale aux 0,70 du diamètre du grand cylindre. D'après la formule 3,49 D^2CNP' = Puissance en chevaux, il vient :

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{1000}{3,49 \times 0,70 \times 80 \times 1^k,98}}.$$

$$d_3 = 1^m,370.$$

La course sera $C = 1^m,370 \times 0,70 = 0^m,960$.

Choisissons comme rapports entre les cylindres des valeurs assez usuelles, soit 2,20 du premier au second et 2,73 du second au troisième. Les diamètres des cylindres seront alors :

$$d_1 = \sqrt{\frac{d^2}{6}} = 0^m,560,$$

$$d_2 = \sqrt{2,20 \times 0,56^2} = 0^m,830.$$

Nous avons ainsi déterminé les dimensions des principaux éléments de la machine qui nous occupe, à savoir :

Diamètre du cylindre HP. . . .	$0^m,560$
— MP. . . .	$0^m,830$
— BP. . . .	$1^m,370$
Course commune	$0^m,960$

Mais ce n'est là, nous le répétons, qu'une méthode approximative qui ne peut guère servir que dans un avant-projet. Elle est fort commode cependant car elle dispense du tracé graphique et permet d'établir en quelques minutes, avec une assez grande approximation, les dimensions des différents cylindres d'une machine à l'état de projet.

Pour l'étude définitive, on devra avoir recours au tracé indiqué plus haut, afin de vérifier l'exactitude de cette première évaluation et surtout de reconnaître si les proportions des trois cylindres sont convenablement choisies en ce qui concerne l'égalité des travaux. Dans le cas contraire, on devrait modifier le rapport du premier au second cylindre et procéder par tâtonnement. Il ne faudrait diminuer ou accroître notablement le diamètre du grand cylindre que dans le cas, fort peu probable, où le calcul de la pression moyenne totalisée d'après le diagramme prévu tracé à l'aide des procédés empiriques signalés plus haut en démontrerait la nécessité.

On peut, tout au moins dans un *avant-projet*, déduire immédiatement, *à priori*, les dimensions et sections des principaux organes d'une machine à simple expansion du diamètre de son cylindre d'après les règles suivantes qui paraissent donner des résultats assez exacts pour des pressions de marche de 6 à 10 kg.

Soit par exemple une machine fixe monocylindre ayant un cylindre moteur d'un diamètre D et une course de piston C. On pourra prendre

Epaisseur des parois du cylindre (e)	$0{,}01D + 0^m,022$
id. de la chemise de vapeur	$0{,}01D + 0^m,024$
id. des fonds, creux.	$0{,}06\,e + 0^m,005$
id. du bâti	$0{,}80\,e$
Hauteur du piston	0,30D
Diamètre de la tige du piston d_1.	0,15D
Diamètre d et longueur l des tourillons de la crosse.	$d = 0{,}15D, l = 0{,}20D$
Longueur de la bielle.	2,5C
Diamètre minimum de la bielle.	$1{,}05\,d_1$
id. maximum id.	$1{,}12\,d_1$
Diamètre du bouton de manivelle	0,25D
Longueur id.	0,30D
Diamètre des tourillons moteurs.	0,45D
Longueur id.	0,77D
Diamètre des bossages de la manivelle (fer)	0,45D 0,80D

CHAPITRE IV

LE CYLINDRE

Constitution du cylindre. — Épaisseur à donner au corps du cylindre et à sa chemise dans les machines fixes et marines. — Epaisseur des autres parties du cylindre : brides, collets, couvercles, fonds, etc. — Proportions des conduits de vapeur et des lumières. — Nombre et diamètre des boulons d'attache des couvercles sur les cylindres et de ceux-ci sur le bâti. — Accessoires du cylindre

Matériaux employés — Moulage. — Description des types de cylindres, employés dans les machines fixes et marines à distributions par tiroir ou à déclic, à simple ou à multiple détente. — Modes de construction et de fixation des chemises intérieures des cylindres. — Construction des plateaux et couvercles de cylindres.

36. — Le Cylindre, organe fondamental, constitue la partie vitale de la machine où s'accomplit la transformation, en travail mécanique, de l'énergie calorifique contenue dans la vapeur. A proprement parler, les autres parties du moteur ne sont en réalité que des organes ayant pour effet de transformer le mouvement alternatif rectiligne du piston en mouvement circulaire continu ou que des accessoires, propres par exemple à effectuer la distribution de la vapeur sur les deux faces du piston ou à assurer la régularisation du mouvement.

L'étude du cylindre considéré au point de vue pratique qui nous occupe, comprend celle

(1) Du corps du cylindre lui-même ;

(2) De ses brides, fonds et plateaux ;

(3) Des conduits de vapeur d'admission et d'échappement ; des boîtes à tiroirs ;

(4) Des attaches du cylindre sur le bâti ou les fondations ;

(5) Des chemises ou enveloppes de vapeur ;

(6) De ses accessoires principaux, tels que bouchons de visite, bossages, prisonniers, attaches diverses et enveloppe extérieure.

Avant d'étudier la structure détaillée des différentes parties du cylindre, nous allons résumer les règles principales que la pratique a établie pour la détermination de leurs dimensions, une fois le diamètre du cylindre déterminé lui-même en fonction de la puissance à développer, de la pression et du nombre de tours, comme nous l'avons vu dans le chapitre précédent.

37. — L'Epaisseur minimum à donner au corps du cylindre est limitée par la formule :

$$R = \frac{PD}{2e}$$

établissant, dans les récipients cylindriques à minces parois, la relation qui existe entre la pression intérieure effective, le diamètre, l'épaisseur et l'effort, par unité de section, que peut supporter, en toute sécurité, le métal dont le cylindre est composé. Si l'on appliquait strictement cette formule aux cylindres à vapeur, même en attribuant à R, pour la fonte, une valeur très inférieure à sa charge de sécurité, on trouverait des épaisseurs notablement inférieures à celles que la pratique a consacrées. C'est qu'en effet, le cylindre est soumis d'une part à des efforts anormaux, difficiles à évaluer exactement et provenant, par exemple, des chocs et des coups d'eau, d'autre part à une usure et à une ovalisation notables, nécessitant, de temps à autre, de légers réalésages entraînant une diminution d'épaisseur. Il est en outre nécessaire de faire la part des nécessités de la coulée qui peuvent, pour des considérations entièrement pratiques, entraîner des épaisseurs très supérieures à celles que la résistance des matériaux, envisagée seule, pourrait indiquer comme suffisantes. L'épaisseur ne saurait être entièrement proportionnelle au diamètre ; s'il en était ainsi en effet, on trouverait, pour les cylindres de petites dimensions, des épaisseurs tellement faibles que ces organes seraient absolument inexécutables. Il devient donc nécessaire d'introduire dans la formule donnant l'épaisseur du cylindre, en outre du coefficient dont elle sera frappée, une constante déterminée fixant pour les plus petites machines l'épaisseur minimum au-dessous de laquelle on ne pourra descendre et, pour les cylindres de grand diamètre, permettant de tenir compte de certaines conditions pratiques. L'expression précédente sera alors de la forme

$$e = aPD + C.$$

Il est nécessaire d'établir ici une distinction entre les cylindres admetteurs et détendeurs des appareils à expansion fractionnée, les premiers devant être relativement plus épais puisque la pression intérieure qu'ils supportent est beaucoup plus considérable. Si, en effet, on appliquait avec les coefficients usuels, la formule ci-dessus au calcul de l'épaisseur des parois des cylindres de détente des appareils à triple expansion, cylindres où la pression est peu supérieure à celle de l'atmosphère, on trouverait des épais-

seurs beaucoup trop faibles et peu supérieures à la constante C. Pour ces cylindres, il faut donc, soit changer les coefficients et la constante, soit admettre qu'il s'y exerce une pression supérieure à celle qui peut s'y établir en réalité, soit de 3 à 4 kilogrammes par exemple. Cette dernière méthode ne présente pas assez de rigueur pour être appliquée utilement et il vaut mieux avoir recours aux règles empiriques que nous donnons plus loin.

De même, il ne convient généralement pas d'attribuer la même épaisseur au corps et à la chemise intérieure quand le cylindre comporte une enveloppe. Si celle-ci est venue de fonte, on peut donner aux parois une épaisseur plus faible que dans les cas où il n'y aura pas de chemise de vapeur; il est rationnel en effet d'admettre que les deux parois, concentriques, rapprochées et entretoisées, se soutiennent mutuellement et présentent un moment d'inertie notablement plus considérable qu'une paroi unique.

En tout cas, comme c'est la chemise intérieure qui supporte le frottement du piston et qui, comme telle, est sujette à l'usure et aux réalésages, il convient de lui donner une épaisseur plus grande qu'au corps même du cylindre bien que, son diamètre étant plus faible, on soit porté à croire, à première vue, que son épaisseur puisse au contraire être moindre. Si tous les constructeurs n'observent pas cette règle, la plupart d'entre eux du moins l'appliquent et donnent aux chemises une surépaisseur de quelques millimètres.

Il est très difficile de donner des règles absolues pour la détermination des épaisseurs des cylindres, car on remarque dans la pratique journalière des écarts considérables, suivant la destination de la machine ou les idées propres du constructeur. Dans les appareils de navigation, par exemple, où l'on cherche toujours à réduire le poids, l'épaisseur des cylindres est inférieure aux chiffres adoptés pour les machines fixes. Encore observe-t-on des différences notables entre les différents types des machines de la même classe, suivant le genre d'application qui en est fait et selon que l'on sacrifie plus ou moins les conditions de sécurité et d'entretien à la légèreté. Par exemple, les cylindres des machines de paquebot sont plus épais que ceux des appareils de croiseurs ou de cuirassés qui le cèdent encore sous ce rapport aux cylindres des torpilleurs à diamètre et pression égales.

(1) *Machines fixes.* — Les deux formules que l'on cite généralement sont celles de :

$$\text{Weisbach :} \quad e = 0{,}005\,PD + 0{,}020$$

et de

$$\text{Reuleaux :} \quad e = \frac{D}{100} + 0{,}020$$

où P représente la pression intérieure effective, exprimée en kilogrammes par centimètre carré, D le diamètre du cylindre et e son épaisseur, tous deux en mètres.

La première de ces formules donne, pour les pressions actuellement adoptées, des épaisseurs un peu fortes. Quant à la seconde, elle ne tient pas compte de la pression et a été surtout établie, empiriquement, à une époque où les pressions, à peu près uniformes pour toutes les machines fixes, étaient notablement inférieures à celles qui sont devenues usuelles ; elle donne donc au contraire des épaisseurs un peu faibles. On peut appliquer successivement ces deux formules et prendre ensuite la moyenne des résultats obtenus, en se rapprochant toutefois davantage du chiffre donné par la seconde.

A titre d'exemples, nous donnerons l'épaisseur relevée sur les cylindres de quelques machines fixes, de construction récente, fonctionnant à des pressions de 6 à 8 kilogrammes. D'ailleurs, la pression n'est qu'un élément accessoire, nous l'avons vu, et des machines fonctionnant à des pressions fort différentes, possèdent souvent des cylindres de même épaisseur à diamètre égal.

Dans tout ce qui suit :

D représente le diamètre des cylindres à l'alésage,

e l'épaisseur du corps du cylindre,

e' l'épaisseur de la chemise intérieure.

MACHINES MONOCYLINDRES

D	*e*	*e'*
0m130	0m012	»
0.280	0.020	0.022
0.350	0.025	»
0.360	0.026	0.026
0.350	0.026	0.030
0.425	0.023	0.025
0.445	0.025	0.035
0.500	0.027	0.030
0.550	0.026	0.028
0.650	0.027	0.035
1.000	0.021	0.022
1.100	0 044	»
1.200	0.038	»

MACHINES COMPOUND

CYLINDRES HP			CYLINDRES BP		
D	*e*	*e'*	D	*e*	*e'*
0m280	0m018	0m021	0m330	0m016	0m022
0.500	0.030	0.032	1.000	0.032	0.034
0.900	0.032	0.034	1.260	0.037	0.038

En réalité, en ce qui concerne les machines fixes monocylindres, on peut conseiller, aux pressions aujourd'hui usuelles, de donner aux parois des cylindres les épaisseurs suivantes, en fonction des diamètres du cylindre :

D =	e =	e' =
0,100	12mm	»
0,150	14	»
0,200	17	»
0,250	19	»
0,300	22	27mm
0,350	24	29
0,400	25	30
0,500	26	31
0,600	27	32
0,700	28	33
0,800	29	36
0,900	30	37
1,000	33	38
1,100	35	40
1,206	38	43

Ces épaisseurs conviennent pour les machines monocylindres ou pour les cylindres d'admission des machines à détente fractionnée. Il faudra donc les diminuer notablement pour les grands cylindres. Nous rappellerons qu'il est assez usuel, dans les machines compound, de donner la même épaisseur aux cylindres d'admission et de détente, malgré la différence de leur diamètre. Cela s'explique d'ailleurs puisque, d'une part, la pression est beaucoup plus faible à l'intérieur des grands cylindres et d'autre part que la constante destinée à prévoir un alésage ultérieur peut être la même pour tous les diamètres.

Les chiffres précédents sont des moyennes qui s'accordent d'une manière satisfaisante avec la pratique usuelle ; on pourra toutefois, selon qu'on désirera alléger la machine ou au contraire augmenter le coefficient de sécurité et prévoir plusieurs réalésages, les diminuer ou les majorer d'environ 15 pour cent.

(2) *Machines marines.* — Les formules précédentes ou le tableau ci-dessus donneraient des épaisseurs un peu exagérées pour les machines marines dans lesquelles on vise davantage à la légèreté.

On peut employer les formules suivantes :

Indret : $\left\{\begin{array}{l} e = 0.005\,PD + 0.010 \\ e' = 0.005\,PD + 0.012 \end{array}\right\}$ cyl. HP ; $\left\{\begin{array}{l} e = 0.012\,D + 0.015 \\ e' = 0.012\,D + 0.017 \end{array}\right\}$ cyl. BP ;

Unwin : $e = 0.038\,PD + 0.016$;

Hutton : $e = 0.027\,PD + 0.015$;
Seaton : $e = 0.032\,PD + 0.012$.

Ces formules donnent des résultats très différents. Pour un cylindre de $1^m,00$ de diamètre et une pression de 8 kilogrammes, la formule d'Indret donne une épaisseur de 58^{mm} et celle de Hutton une épaisseur de 37^{mm}. Ce dernier chiffre se rapproche beaucoup plus que le premier des épaisseurs usuelles pour les cylindres de cette dimension. Dans la formule d'Indret, d'ailleurs ancienne, le coefficient a été établi en vue de pressions inférieures à celles qui sont en usage aujourd'hui ; elle ne convient guère que jusqu'aux pressions de 4 à 5 kilogrammes. Au-delà, il vaut mieux avoir recours, pour les pressions de 6 à 7 kilogrammes, aux formules d'Unwin et, pour les pressions de 8 à 12 kilogrammes, à celles de Seaton ou de Hutton qui donneraient au contraire, pour les faibles pressions, des épaisseurs trop faibles en pratique.

Il est bien évident en effet que l'épaisseur du cylindre, étant toujours très supérieure à celle qui est indiquée par la résistance des matériaux en ne tenant compte que de la pression intérieure, ne saurait croître proportionnellement à celle-ci au-delà d'une certaine limite et lorsque la constante nécessaire pour parer aux éventualités et permettre les réalésages est suffisante.

D'autre part, les relevés effectués sur plusieurs machines de la marine militaire française donnent pour le rapport $\frac{e}{d}$ les valeurs suivantes :

$\frac{e}{d} = 0,022$ à $0,030$ pour les cylindres à HP ;

$\frac{e}{d} = 0,020$ à $0,025$ pour les cylindres à BP.

Les épaisseurs, calculées d'après cette proportion paraissent faibles et notablement différentes de celles que donnerait la formule d'Indret. Il ne faudrait pas l'appliquer à la détermination de l'épaisseur des cylindres appartenant à de petites machines ou à des appareils du commerce.

Pour ces derniers, on peut employer les formules suivantes :
$e = 0,004\ PD + 0^m,010$ pour les cylindres à HP ;
$e = 0,005\ PD + 0^m,012$ pour les cylindres à BP ;
en faisant $P = 3$ kil. pour les cylindres à basse pression. En ce qui concerne les petits cylindres, ces formules se vérifieraient surtout pour des pressions variant de 6 à 10 kil.

On emploie quelquefois en Angleterre la règle empirique suivante qui s'applique assez bien avec la pratique usuelle de l'industrie. On part du diamètre de $0^m,400$ correspondant à une épaisseur de parois de $0^m,020$ et on ajoute à cette épaisseur $1^{mm},6$ pour chaque accroissement de diamètre de $0^m,125$.

Nous donnons ci-dessous, à titre d'exemple, les épaisseurs de cylindres relevées sur quelques machines marines.

NAVIRES DU COMMERCE

	Cylindres HP			Cylindres BP		
	D	e	e'	D	e	e'
1. Remorqueur à hélice	0m180	0m015	0m017	0m320	0.018	»
2. Paquebot à hélice	0.730	0.035	0.035	1.400	0.080	0.043
3 Paquebot à aubes	0.750	0.020	»	1.200	0.030	»
4. Paquebot à hélice	1.100	0.033	0.036	2.700	0.036	0.040
5. Id. Id.	1.150	0.037	»	2.210	0.043	»
6. Id. Id.	1.250	0.032	0.036	1.900	0.038	0.042

NAVIRES DE GUERRE A GRANDE VITESSE

Canots-White	0m101	0m010	»	0m178	0m009	»
Canots-vedettes	0.150	0.010	»	0.340	0.010	»
Torpilleur de 28m (Thornycroft)	0.324	0.012	0.010	0.530	0.0125	0.012
Id. (Normand)	0.320	0.012	»	0.530	0.012	»
Id. de 35m (Id.)	»	»	»	»	»	»
Id. Id. (A. E. C.)	0.410	0.013	0 013	0.820	0.013	0.013
« Troude », etc	0.940	0.026	0 026	1.890	0.036	0.036

On voit que, pour des diamètres à peu près semblables et même pour des appareils ayant une destination analogue, il existe un écart notable entre les proportions adoptées par les différents constructeurs.

Les épaisseurs données ci-dessus pour les torpilleurs doivent être considérées comme des minima que l'on ne peut dépasser.

Avec les pressions, maintenant usuelles, de 7 à 10 kilogrammes, on peut adopter les épaisseurs suivantes pour les parois des cylindres à haute et à basse pression des navires de la marine de commerce (paquebots et cargo-boats) :

D =	Cylindre HP		Cylindre BP	
	e =	e' =	e =	e' =
0m300	20m/m	23m/m	»	»
0.400	22	25	»	»
0.500	24	27		
0.600	27	30		
0.700	29	32		
0.800	30	33		
0.900	31	34		
1.000	32	35	28	31
1.200	33	36	32	35
1.400	»	»	35	38
1.600	»	»	37	40
1.800	»	»	39	42
2 000	»	»	41	44
2.200	»	»	42	45
2 500	»	»	43	46

Ce tableau ne donne, bien entendu, que des moyennes ; on peut toutefois les adopter avec la certitude de ne pas sortir des usages ordinaires de la pratique. Il est toutefois possible de s'en écarter quelque peu, en plus ou en moins. Ainsi, dans le tableau de la page 111 nous remarquerons par exemple que les grands cylindres de la machine portant le N° 4 possède des grands cylindres dont le diamètre est supérieur de 0m,800 à ceux de la machine N° 6 bien que leur épaisseur soit moindre de 2mm. Cette anomalie s'explique surtout par ce fait que le premier de ces appareils est à triple expansion et que son grand cylindre fonctionne par le vide, tandis que, dans la machine N° 6 « *Champagne* », on a prévu la marche en compound qui peut entraîner, pour le grand cylindre, une pression initiale de 3 kilogrammes.

En règle générale, à diamètre égal, les cylindres de détente des appareils compound seront plus épais que ceux des machines à triple et quadruple expansion.

Pour les machines des navires de guerre à grande vitesse, on peut diminuer ces chiffres de 15 pour cent environ. En ce qui concerne les appareils spéciaux à grande vitesse, tels que les torpilleurs et les petits croiseurs ou éclaireurs d'escadre, dont les machines doivent présenter le maximum de légèreté possible, on peut même réduire ces épaisseurs de 40 pour cent.

Les praticiens, pas plus pour les machines marines que pour les appareils fixes, ne calculent ordinairement l'épaisseur des cylindres qu'ils emploient. Ils l'établissent par comparaison avec des appareils existants, de dimensions analogues à celles de leur projet, établis par eux ou par d'autres. C'est grâce à ce

procédé que l'on est arrivé à réduire, dans la proportion que nous avons indiquée, l'épaisseur des parois des cylindres, pour les machines de torpilleurs. On n'a pu modifier que très progressivement les proportions en usage et l'expérience a prouvé que l'on pouvait adopter, en toute sécurité, des épaisseurs de moitié inférieures à celles qui étaient autrefois considérées comme nécessaires, aux dépens toutefois des facilités d'entretien, les réalésages n'étant plus guère possibles. Il est vrai que l'on a souvent, dans ces machines, muni les pistons de bagues en bronze qui n'usent que fort peu les cylindres.

(3). — **Locomotives.** — La détermination de l'épaisseur des parois des cylindres de locomotives présente moins d'incertitude encore que pour les autres machines. Le diamètre de ces cylindres ne variant que dans une limite très étroite (de $0^m,400$ à $0^m,500$), en raison de la puissance peu différente que présentent ces machines et de la pression à peu près uniforme à laquelle elles fonctionnent dans les différents pays, l'épaisseur de leurs parois est également peu variable. Cette épaisseur varie de 22 à 24^{mm} pour le diamètre assez courant de $0^m,430$ à l'alésage, à 25^{mm} pour le diamètre de $0^m,450$ et à 28 ou 29^{mm} pour le diamètre de $0^m,480$.

L'épaisseur des cylindres est relativement considérable dans les cylindres de locomotive parce que leurs parois intérieures sont sujettes à une usure rapide par suite de la grande vitesse du piston et de l'introduction éventuelle des escarbilles dans le cylindre, par le tuyau d'échappement, lors de l'avance à l'échappement, pendant la marche à régulateur fermé. En outre, on donne quelquefois à ces cylindres un surcroît d'épaisseur dans les locomotives qui sont trop chargées à l'arrière, le poids des cylindres entrant en ligne de compte dans le balancement longitudinal de ces machines.

38. — **Le Corps du cylindre doit être renforcé** extérieurement par des nervures circulaires, espacées d'environ 12 fois l'épaisseur de la fonte. La saillie de ces nervures sera d'environ $0,80e$ et leur épaisseur de $1,5$ à $1,6e$. L'emploi de ces renforts permet de donner une épaisseur un peu moindre au corps du cylindre, et, si l'on tient à s'en dispenser, il faudra augmenter de quelques millimètres l'épaisseur des parois. Le tableau que nous avons donné ci-dessus suppose leur adoption.

39. — **L'Epaisseur des autres parties du cylindre** se détermine toujours en fonction de celle du corps. Posons $M = e + 0,005$, l'épaisseur des autres portions du cylindre sera, en mètres :

Epaisseur des parois des conduits de vapeur .	0,60 M,
— — de la boîte à tiroir	0,65 M,

Epaisseur du couvercle de la boîte à tiroir. . .	0,70 M,	
— du fond de cylindre.	1,10 M,	(toile simple),
— —	0,65 M,	(toile double),
— du couvercle de cylindre	1,00 M,	(toile simple),
— —	0,60 M,	(toile double),
— des brides du cylindre	1,40 M,	
— — couvercle	1,30 M,	
— de la glace du tiroir	1,20 M.	

Lorsque le tiroir est cylindrique, l'épaisseur de ses parois se détermine comme celle du cylindre.

Toutes les parties plates, en fonte, telles que les couvercles de boîtes à tiroir, devront être renforcées par des nervures qui pourront affecter, dans le sens de leur longueur, la forme d'un solide d'égale résistance. Ces nervures présenteront la même épaisseur que la toile sur laquelle elles sont adaptées et une hauteur, dans les conditions normales, au moins égale à 2,5 fois cette épaisseur.

40.— La Largeur des brides du cylindre devra être au plus égale à trois fois le diamètre des prisonniers. Si l'on emploie des boulons, cette proportion est insuffisante, même en coupant les têtes du côté du cylindre. C'est une des raisons qui font préférer les goujons aux boulons.

41. — Les couvercles et fonds de cylindres peuvent être creux ou composés d'une seule toile. La première disposition doit être adoptée pour les cylindres dont le diamètre dépasse $0^m,600$. En ce qui concerne les grands cylindres des machines compound ils ne sont nécessaires que pour les diamètres supérieurs à $1^m,00$.

L'épaisseur des brides du couvercle, nous l'avons vu, doit être égale à $1,3(e + 0,005)$.

La hauteur du fond ou du couvercle, au milieu, doit être environ égale au quart de son diamètre, pour les cylindres à haute pression. Dans les appareils compound la hauteur sera la même pour le grand que pour le petit cylindre.

Le diamètre de la tige du piston étant proportionnel à la pression exercée sur le piston et par conséquent sur le fond du cylindre, quelques constructeurs donnent à ce dernier une hauteur comprise entre 1,3 et 1,6 fois le diamètre de cette tige.

On donne aux couvercles emboutis et nervés, mais à toile unique, une épaisseur égale à celle du corps du cylindre.

Les deux toiles du couvercle, quand ceux-ci sont creux, peuvent être un peu moins épaisses que le corps du cylindre de 20 à 30 pour cent (nous avons

vu plus haut que leur épaisseur égale généralement $0,60\,(e + 0^{mm},005)$. Les nervures qui les rattachent auront la même épaisseur.

Dans les machines où le fond-arrière sert d'attache sur le bâti, on donne à ses parois une épaisseur plus forte qu'au couvercle et souvent égale à celle du corps du cylindre, d'autant plus que l'on n'a pas autant intérêt à en diminuer le poids que pour le plateau, organe mobile, que l'on démonte et manœuvre souvent.

Dans les couvercles à paroi unique et plate, réservés aux petites machines, l'épaisseur est généralement la même que celle des brides.

Quand ces couvercles sont en fer ou en acier on peut diminuer légèrement leur épaisseur et celle de la bride.

42. — Les Tourillons d'articulation des cylindres oscillants doivent être capables de résister chacun à la moitié de la somme de l'effort maximum sur le piston et du poids du cylindre, en prenant $R = 0^{k},800$ par $^{m}/^{m2}$. Ces tourillons étant creux et forcément de grand diamètre puisqu'ils servent de passage à la vapeur d'admission et d'échappement sont généralement capables, et au-delà, de supporter l'effort auquel ils sont soumis quand on donnera à leurs parois une épaisseur égale à celle du corps du cylindre, augmenté d'une constante de 4 à 6^{mm} pour tenir compte de l'usure. En raison du grand diamètre de ces tourillons et de leur faible longueur, il suffit de les calculer au cisaillement.

43. — Conduits de vapeur et lumières. — La section des orifices et des conduits de vapeur est avant tout déterminée par des considérations ayant trait au fonctionnement de la machine plutôt qu'à sa construction.

Le Diamètre du tuyau d'admission doit être suffisant pour qu'il ne se produise, entre les chaudières et la boîte à tiroir, qu'une dépression insignifiante, On admet généralement que la section de ce tuyau doit être calculée de telle sorte que la vitesse d'écoulement de la vapeur ne dépasse pas 40^{m} par seconde. Toutefois, dans les machines où le volume de la boîte à tiroir est considérable et où l'admission cesse avant que le piston soit parvenu à la moitié de sa course, on peut adopter un diamètre un peu inférieur, d'autant plus que, au début de la course, la vitesse moyenne du piston est très inférieure à la vitesse maximum qu'il atteint à mi-course. On compte généralement que, si le volume de la boîte à tiroir est égal à la moitié au moins du volume engendré par le piston au cours de la période d'introduction, on peut admettre une vitesse moyenne d'écoulement de 45^{m} par seconde pour les machines moyennes et de 50^{m} pour les grandes machines. Pour les petits appareils, toutefois, on ne doit, dans aucun cas, admettre une vitesse supérieure

à 40^{m}, étant donnée la plus grande résistance que donnent les tuyaux de faible diamètre.

La Marine française calcule la section s des tuyaux d'arrivée de vapeur d'après la formule

$$s = 0{,}038\,Sv.$$

S = surface du piston en mq.

v = vitesse du piston en mètres par seconde.

La Section des orifices d'admission de la vapeur dans le cylindre doit être calculée en vue de limiter la vitesse du piston au maximum d'ouverture du tiroir, à 50^{m} par seconde.

On doit naturellement tenir compte, dans l'établissement de cette section, du système de distribution adopté. En effet, dans les machines à tiroir, le même orifice sert à la fois pour l'échappement et l'admission.

En outre, lors de l'introduction, il n'est jamais entièrement ouvert et s'ouvre et se ferme graduellement. La section réelle moyenne de passage, offert à la vapeur pendant la période d'introduction est donc très inférieure à celle de l'orifice. On devra alors donner à ceux-ci une section plus grande que dans les machines à distribution du genre Corliss où les obturateurs ouvrent très rapidement et ferment à peu près instantanément les lumières,

Dans les machines fixes on admet généralement que la section s des conduits d'admission est donnée par la formule

$$s = 0{,}03\,Sv.$$

S = surface du piston en mètres.

v = vitesse du piston en mètres par seconde.

La Marine française calcule plus largement les orifices et prend

$$s = 0{,}035\,Sv.$$

Les conduits d'échappement doivent être calculés en vue d'une vitesse maximum de 30^{m} par seconde. C'est d'après ce chiffre qu'il convient de calculer la section des conduits dans les machines à tiroir puisqu'ils servent tour à tour à l'admission et à l'échappement. Il importe de donner aux conduits la plus faible section possible compatible avec un écoulement convenable de la vapeur, afin de ne pas augmenter, au-delà de ce qui est strictement nécessaire, le volume des espaces morts. C'est pourquoi il vaut mieux diminuer un peu la section des lumières et donner au tiroir une plus grande course afin qu'il découvre entièrement les orifices quand, pendant la période d'admission, il est à l'extrémité de sa course.

44. — Le Nombre et le Diamètre des Boulons ou prisonniers servant d'attache au couvercle sur le cylindre sont dans une dépendance mutuelle. Plus le premier sera considérable et plus le second pourra être faible ou

vice-versa. On a intérêt toutefois à adopter des prisonniers d'aussi petit diamètre que les autres conditions le permettent, afin de donner moins de largeur aux brides qui doivent, nous l'avons vu, être égal à trois fois le diamètre des prisonniers et afin de mieux assurer l'étanchéité du joint. Grâce à l'épaisseur et à la raideur de la bride, il est toutefois possible d'écarter davantage ces boulons que les rivets d'une chaudière.

Le problème n'est toutefois pas indéterminé bien qu'on ne dispose que d'une seule relation pour calculer ces deux variables. L'écartement maximum des prisonniers doit en effet se déduire de certaines considérations pratiques, particulièrement en vue d'assurer l'étanchéité du joint avec les épaisseurs de bride et de couvercle normalement adoptées. Une fois cet espacement déterminé, on en déduit le nombre des prisonniers et leur diamètre doit être proportionné à l'effort de traction auquel ils doivent résister.

On admet généralement pour les grandes machines que l'écartement des boulons ne doit pas être supérieur à

$$E = \sqrt{\frac{27e}{P}}; \qquad (1)$$

où e représente l'épaisseur de la bride, en mètres, E l'écartement des prisonniers également en mètres, et P la pression effective en kil, par cm².

Le diamètre des prisonniers ou des boulons est alors donné par la relation

$$RNd^2 = PD^2 \qquad (2)$$

où N représente le nombre de prisonniers, d leur diamètre cherché au fond des filets, P la pression de la vapeur dans le cylindre en kilogrammes effectifs par cm², D le diamètre du cylindre en mètres et R la charge de sécurité que l'on compte faire supporter à la matière composant les boulons.

Pour déterminer le nombre des boulons, il faut d'abord appliquer la formule (1) qui donnera l'écartement maximum à ne pas dépasser. Choisissant ensuite un écartement plus ou moins inférieur à ce dernier et qui permette de partager la circonférence de la bride en parties égales, on déterminera N.

On ne devra pas oublier que cette formule donne un écartement maximum au-dessous duquel il faut toujours se tenir.

Pour assurer avec une marge considérable de sécurité l'assemblage du couvercle sur le cylindre autant que pour tenir compte des efforts anormaux, pouvant résulter par exemple d'un coup d'eau et du serrage initial des écrous, on attribue généralement à R, bien que les prisonniers soient en fer ou en acier, une valeur très faible de 2,00 à 2,50 k. par mill. carré. On pourrait certainement aller plus loin et quelques constructeurs de machines légères, adoptent pour R une valeur de 4 à 5 kilogrammes.

On peut opérer autrement et déterminer *à priori* le diamètre d des prisonniers que l'on peut prendre égal à

$$d = 0{,}90 \text{ à } 0{,}95\,e.$$

45. — Les boulons d'attache du cylindre sur le bâti, dans les machines à pilon ou dans les appareils horizontaux à bâtis Corliss, doivent être calculés pour résister à l'effort de la vapeur sur le piston en prenant $R = 3$ à 5 kilogrammes. Ces boulons sont moins nombreux et plus gros que ceux du couvercle sauf dans les machines Corliss où le bâti forme souvent lui-même le plateau du cylindre.

46. — Les cylindres des machines à vapeur sont toujours en fonte, seul métal qui permette d'obtenir à un prix raisonnable des organes de forme aussi compliquée munis de brides, conduits, bossages et pattes d'attache.

La fonte offre en outre une surface dure et susceptible de prendre et de conserver un bon poli.

Le seul inconvénient de ce métal, inconvénient qui n'a d'ailleurs de valeur que pour les machines des navires de guerre à grande vitesse, réside dans sa faible ténacité qui oblige à adopter des épaisseurs plus considérables que cela ne serait nécessaire avec le bronze par exemple. Le prix élevé de ce métal presque dix fois plus coûteux que la fonte suffit d'ailleurs à l'exclure. On est toutefois en droit de s'étonner que l'on n'en ait pas tenté l'emploi pour la construction des cylindres de certaines machines où l'on sacrifie tout à la légèreté, telles que les machines des torpilleurs et des canots-vedettes. On manquerait moins de pièces qu'on ne le fait actuellement avec la fonte en essayant d'adopter des épaisseurs extrêmement faibles étant donnée surtout la complication des moulages et, finalement, la dépense supplémentaire ne serait pas excessive. Malheureusement le bronze n'est pas assez dur, il présente un mauvais frottement et l'ovalisation des cylindres serait rapide. C'est sans doute ce qui l'a fait rejeter jusqu'à ce jour pour cet emploi spécial, car on l'a déjà employé à la confection de bâtis et de condenseurs pour des machines de canots-vedettes, c'est-à-dire d'organes qui ne sont soumis à aucun frottement.

On emploie, pour la composition de la fonte à cylindres, des mélanges compris entre proportions suivantes :

8	parties	Fonte au bois N° 5,
10	id.	id. écossaise,
10	id.	Bocage ;

ou

2	parties	Fonte au bois N° 5,
4	id.	id. écossaise,
30	id.	Bocage.

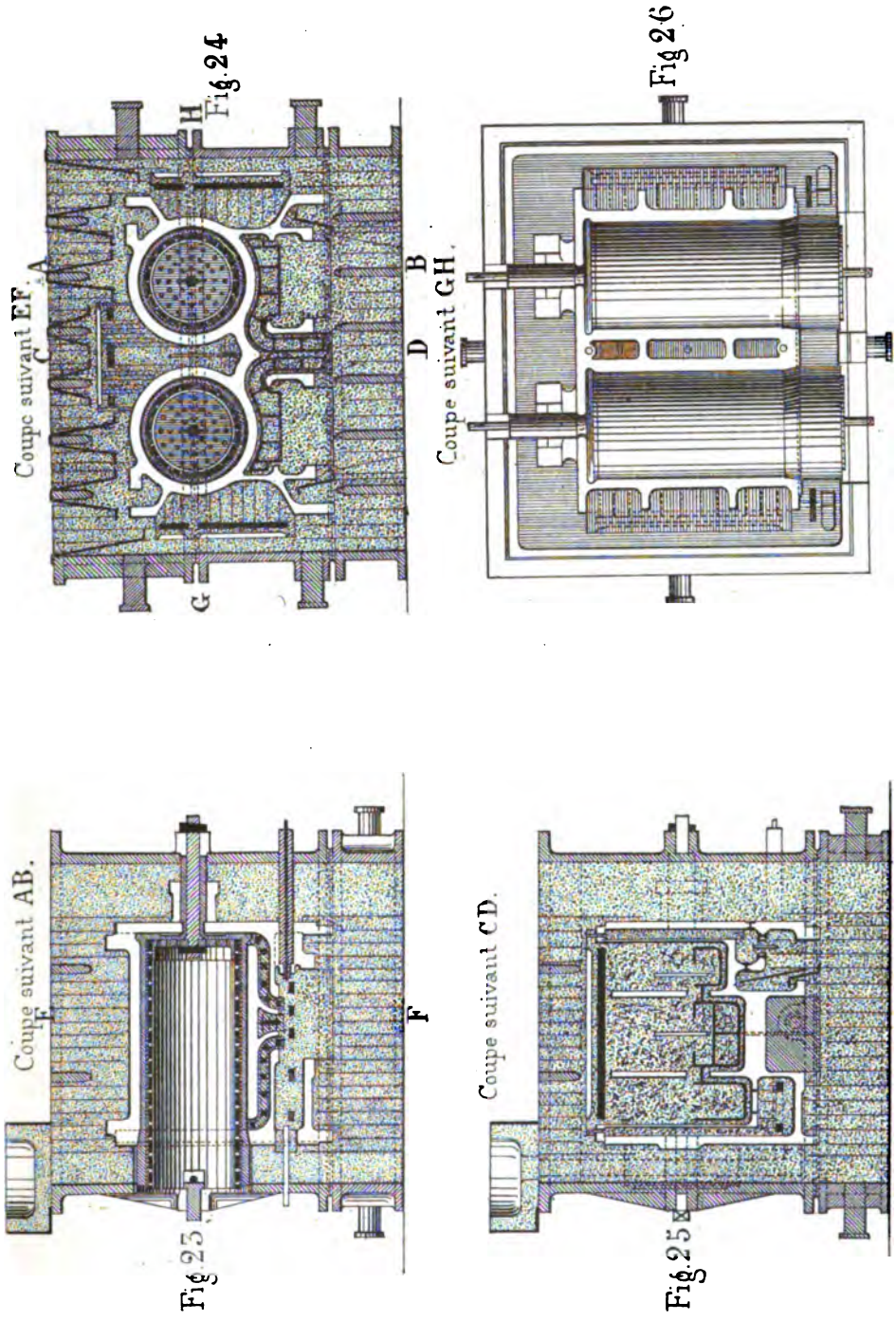


Fig. 23 à 26. — Coupe d'un châssis de moulage pour cylindres jumeaux d'une locomotive. Les noyaux sont en place.

Les proportions des différentes qualités de métal entrant dans le mélange devront varier suivant la dureté que l'on désire obtenir, dureté qui devra être aussi grande que possible dans les circonstances en tenant compte de la complication de la pièce et de la fluidité nécessaire pour obtenir un bon moulage.

Nous ne pouvons entrer ici dans le détail des opérations de moulage et de fonderie. Nous avons seulement donné comme exemple (fig, 23 à 26) en coupe et en plan, la disposition des châssis, modèles et noyaux, pour le moulage, assez compliqué, de deux cylindres de locomotive venus de fonte.

47. — La Forme de Cylindre la plus simple est représentée figures 29-30, dans son application à une petite machine fixe. Le corps du cylindre, A, est fondu d'une seule pièce avec la boîte à tiroir B et les conduits d'admission *a* et d'échappement *a'*. Le corps du cylindre est alésé intérieurement de manière à présenter une surface parfaitement cylindrique. A chaque extrémité du cylindre, est ménagée une amorce *e*, d'un diamètre un peu plus grand que l'intérieur du cylindre proprement dit, et qui a pour but de permettre la sortie du piston, en cas de démontage. S'il en était autrement, l'usure du cylindre, se produisant uniquement sur la partie parcourue par le piston, créerait une augmentation de diamètre qui ne permettrait plus facilement l'extraction du piston.

La hauteur de l'amorce du cylindre est souvent plus grande qu'il ne paraît nécessaire au premier abord, parce qu'il faut éviter que les prisonniers destinés à maintenir le couvercle ne débouchent dans le conduit d'admission, ce qui pourrait entraîner une fuite de vapeur et amener une rapide corrosion du prisonnier et de son écrou. On est ainsi conduit à reculer la bride plus loin qu'il ne serait désirable, ce qui allonge inutilement le cylindre. L'espace mort n'en est toutefois pas augmenté, car le couvercle pénètre à son intérieur et le remplit. D'ailleurs, le corps du piston peut dépasser l'arête du cylindre, à condition que sa bague soit en retrait.

Les deux fonds du cylindre ne peuvent être venus de fonte avec ce dernier ; l'un d'eux au moins est nécessairement mobile et doit permettre de dégager complètement l'intérieur du cylindre afin de permettre l'alésage de ce dernier d'abord et la mise en place du piston ensuite.

Le cylindre représenté fig. 29 comporte deux couvercles rapportés, il se termine à chaque bout par les brides circulaires GG_1 qui sont tournées, dressées sur leurs surfaces extérieures et creusées en outre de quelques rainures circulaires peu profondes ayant pour but de retenir le mastic ou la céruse destinés à faire joint. Le couvercle, également en fonte, est à toile unique, il est tourné sur sa face extérieure et sur la partie intérieure venant

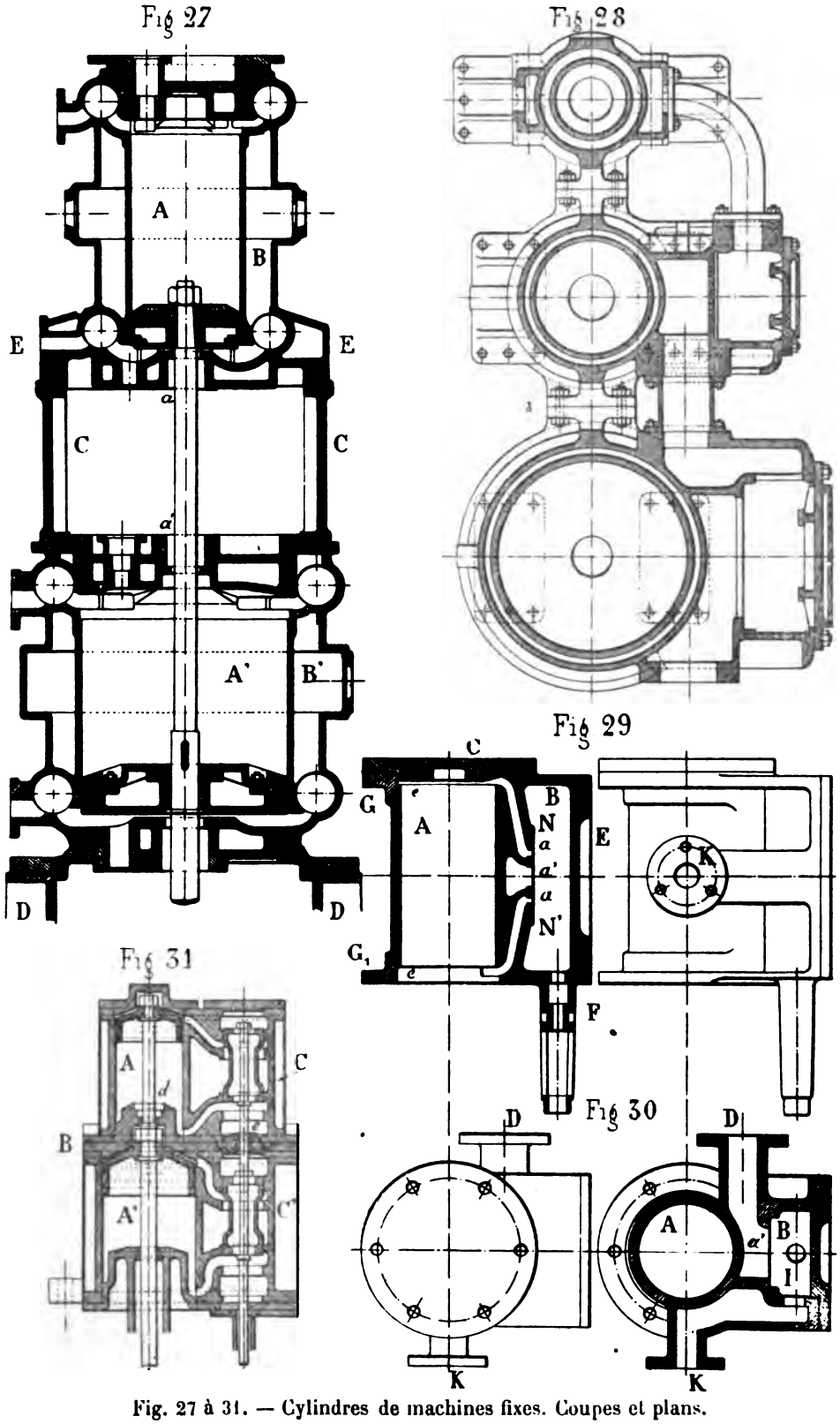


Fig. 27 à 31. — Cylindres de machines fixes. Coupes et plans.

s'appliquer contre la bride du cylindre. Il est nécessaire que l'extérieur du couvercle soit tourné tout au moins dans la zone annulaire correspondant à la bride afin que les écrous des boulons de fixation du couvercle portent sur une partie bien dressée. Les couvercles sont en outre, pour une raison d'aspect, tournés suivant leur génératrice.

Le couvercle placé du côté opposé à l'arbre porte en son centre une cavité cylindrique où vient, à fond de course, se loger l'écrou qui fixe le piston sur sa tige. On sait, en effet, qu'il importe, pour diminuer la dépense de vapeur, de réduire autant que possible le volume des espaces morts et par conséquent le jeu existant entre le couvercle et le piston quand ce dernier est au bout de sa course.

L'autre couvercle, qui n'est pas représenté sur la figure, est venu de fonte avec la boîte à garniture, et percé en son centre d'un orifice destiné à livrer passage à la tige de piston.

Les couvercles sont fixés sur les cylindres par une rangée de *prisonniers* ou de boulons dont les écrous sont placés sur les faces extérieures des plateaux afin d'être toujours accessibles du dehors même après la pose de l'enveloppe du cylindre. Les boulons ne sont employés que rarement, et pour les cylindres des très petites machines. Ils ont en effet cet inconvénient que la bride du cylindre doit être percée d'un trou pour permettre leur passage. Même si l'on coupe la saillie de leurs têtes du côté intérieur, ces boulons seront plus espacés de l'axe du cylindre que de simples prisonniers ; les brides seront donc plus grandes, plus encombrantes, et le joint plus difficile à tenir. Le prisonnier est simplement constitué par une tige filetée qui se visse dans les brides aussi près du bord intérieur qu'il est nécessaire et qui porte un écrou à l'aide duquel on opère le serrage et la tenue du couvercle. Les prisonniers ont toutefois l'inconvénient d'exiger des brides plus épaisses que les boulons.

On remarquera que le couvercle porte intérieurement une saillie cylindrique venant s'emboîter dans la partie alésée de l'amorce *e*. Cette disposition est absolument nécessaire pour assurer l'étanchéité et pour protéger le joint ainsi que nous le verrons plus loin.

Le couvercle E de la boîte à tiroir B est ajusté et fini de la même manière ; toutefois, comme il est rectangulaire et non plus circulaire, ses faces sont rabotées et non plus tournées. L'orifice que recouvre ce couvercle doit être assez long et assez large pour permettre le rabotage de la glace NN′ du tiroir et la pose de ce dernier. Les conduits de vapeur *aa* aboutissent d'une part sur cette glace par des lumières rectangulaires et bien calibrées et d'autre part aux deux extrémités du cylindre. Ils sont ménagés dans l'épaisseur des parois de ce dernier et venus de fonte. Ils sont toujours de section rectangulaire, épousant, sur la plus grande partie de leur longueur, la forme

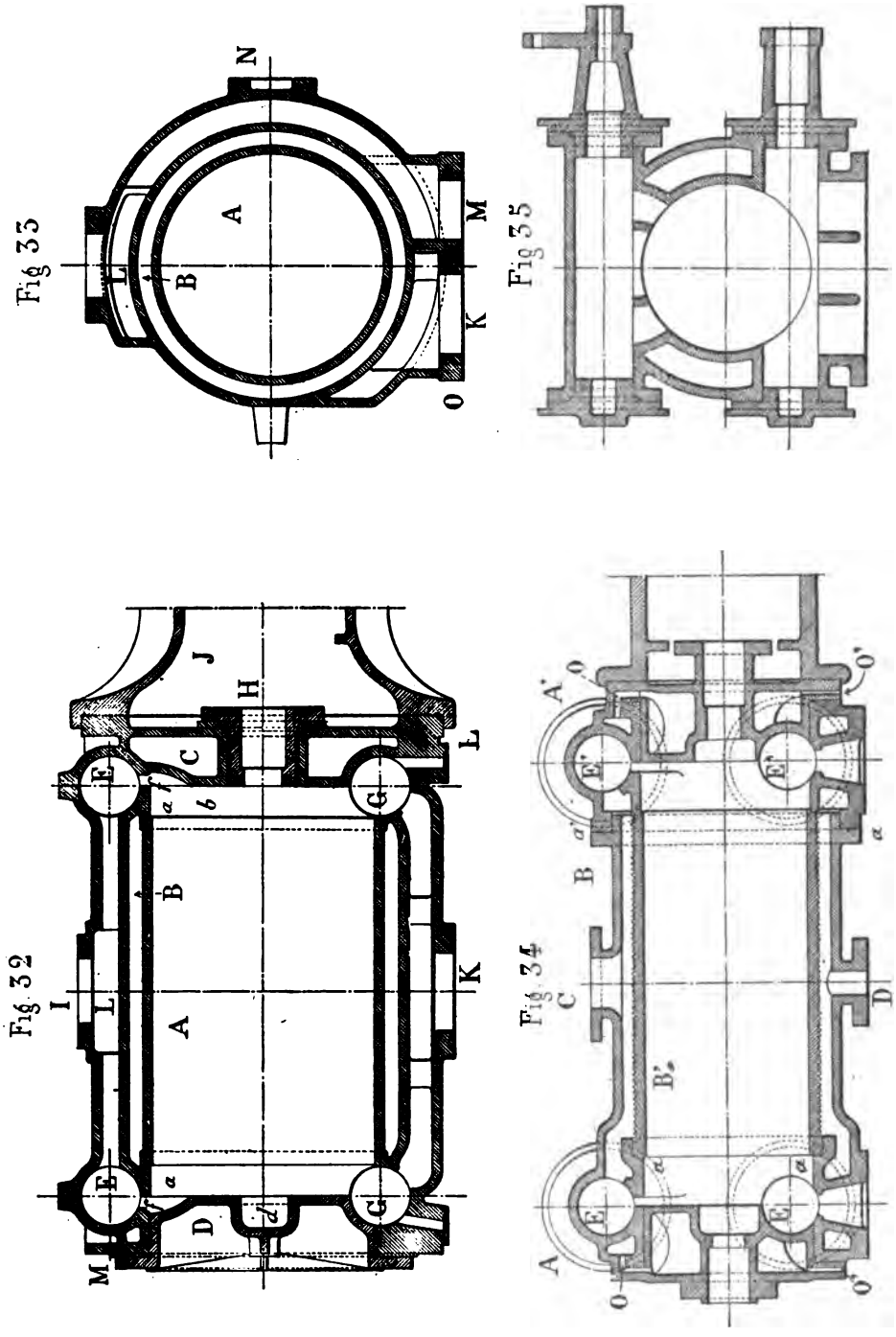


Fig. 32 à 35. — Cylindres de machines Corliss. Coupes.

du cylindre, leur petite dimension étant placée dans le sens longitudinal afin de diminuer, pour une section de passage donnée, la course du tiroir et la partie *e* du cylindre correspondant à l'espace mort.

Le conduit d'échappement *a'* est placé entre les deux conduits d'admission dont il est séparé par des barrettes faisant partie de la glace. Ce conduit est contourné à angle droit et vient déboucher au dehors par un orifice D muni d'une bride sur laquelle vient se fixer le tuyau d'échappement.

On ne doit jamais fixer le conduit d'arrivée de vapeur dans le couvercle de la boîte à tiroir afin que le démontage de ce dernier, souvent nécessaire pour la visite et l'entretien du tiroir, puisse se faire facilement. A cet effet, la prise de vapeur se fait par un orifice I placé sur la paroi latérale de la boîte à tiroir, et qui communique par un conduit contournant le cylindre avec le tuyau de vapeur auquel il est fixé par la bride K.

La face de la boîte à tiroir qui regarde l'arbre porte la boîte à garniture F destinée au passage de la tige du tiroir. Le cylindre représenté (figure 29) ne porte aucune bride apparente permettant de l'attacher au bâti. Cela tient à ce qu'il appartient à un genre d'appareil, aujourd'hui très répandu, dans lequel le cylindre est fixé au bâti par le moyen de la bride proprement dite G_1 du cylindre qui vient s'appliquer sur un joint circulaire correspondant, ménagé dans le bâti lequel forme alors le couvercle. Avec les anciennes formes de bâti, le cylindre porte sur ses côtés des patins venus de fonte et rabotés qui servent de point d'attache. Cette disposition exige des cylindres un peu plus compliqués. Il devient alors inutile de ménager un couvercle du côté de l'arbre, et le fond se trouve venu de fonte avec le cylindre, ce qui n'offre aucun inconvénient puisque le piston se retire toujours du côté opposé à la manivelle.

Il est d'ailleurs généralement d'usage, comme on peut s'en convaincre par l'examen des figures 32, 37, 48, de faire venir de fonte le plateau situé du côté de l'arbre et qui prend alors le nom de *fond*. L'autre plateau, mobile, s'appelle le *couvercle*. Ce dernier système comporte le minimum de joints et d'ajustage à opérer. Il est surtout applicable aux cylindres de faible longueur que l'on peut aléser *en l'air*, le fond correspondant au plateau du trou. Quand on l'adopte pour les grandes machines, ce qui est d'ailleurs le cas le plus général, surtout pour les appareils de navigation, on doit ménager, dans le fond du cylindre, un trou du diamètre voulu pour permettre le passage de la barre d'alésage (fig. 40). Cette ouverture est bouchée à l'aide d'un petit couvercle portant la boîte à garniture.

Les cylindres de faible dimension peuvent s'aléser au tour sur chariot, l'outil restant fixe. Dans ce cas, la barre peut être de faible diamètre et il est inutile de ménager une ouverture dans le fond pour son passage, le trou du presse-étoupes suffit amplement à ce but.

Les cylindres qui présentent une course relativement faible, comme les cylindres à basse pression des petites machines marines, peuvent s'aléser en l'air jusqu'à un diamètre intérieur de 1m,00 environ. Au-delà, on pourrait craindre des flexions, soit du cylindre lui-même soit plutôt de l'outil, qui compromettraient la cylindricité de la surface intérieure, et l'outil brouterait.

L'emploi de deux couvercles permet de simplifier l'opération de la coulée et d'employer des fontes plus dures, les pièces étant plus simples, moins lourdes et peu sujettes aux effets du retrait. Toutefois ce genre de construction est inapplicable aux machines à pilon car il entraînerait des difficultés de montage et moins de solidité d'assemblage. Notons cependant que, dans beaucoup de machines marines, on donne à l'ouverture ménagée dans le fond venu de fonte, un diamètre beaucoup plus grand que ce qui est nécessaire pour le passage de la barre d'alésage, diminuant ainsi l'importance de la partie venue de fonte. Le bouchon qui le recouvre devient alors un véritable couvercle ne laissant à la circonférence qu'une bande annulaire assez étroite ayant seulement la largeur nécessaire à l'assemblage du cylindre sur son bâti.

48. — Cylindres de machines fixes. — Les cylindres des appareils fixes présentent des dispositions variables suivant le système auquel appartient la machine, suivant qu'elle est horizontale ou verticale, suivant le genre de bâti ou le mode de distribution.

Nous donnerons quelques exemples des dispositions les plus fréquemment adoptées qui compléteront les généralités précédemment exposées.

Le cylindre représenté fig. 42 appartient à une machine fixe à pilon à distribution par tiroir et à enveloppe de vapeur. Il est plus compliqué que le premier choisi comme exemple surtout parce qu'il présente des dimensions absolues plus considérables, ce qui entraîne des dispositions spéciales ayant pour but d'en assurer la solidité tout en ménageant la matière et en simplifiant autant que possible l'opération du moulage et de la coulée. La mécanique est en effet un art complexe parce qu'elle doit fournir des solutions variées non seulement en vue de répondre aux conditions également variées du service, mais encore parce que les méthodes et les procédés employés changent suivant les dimensions absolues des organes qu'elle a pour but de construire. On ne saurait par exemple établir le dessin d'un cylindre pour une machine de 300 chevaux comme celui d'une machine de 10 chevaux, en changeant simplement l'échelle. Les plans doivent être modifiés, souvent dans une large mesure, pour répondre aux nouvelles conditions qui se posent.

Dans l'exemple que nous avons choisi fig. 42, le corps du cylindre A est venu de fonte avec sa chemise E. Celle-ci contourne le cylindre et l'enveloppe de toutes parts sauf dans la partie qui correspond aux conduits de va-

peur situés en MN et au conduit d'échappement L. Le cylindre, qui est vertical, repose sur le bâti par l'intermédiaire de patins rabotés D coulés avec le fond. Le dernier est percé en son centre d'un orifice circulaire destiné, pendant la construction, au passage de la barre d'alésage, et qui reçoit le bouchon H comportant le presse-étoupe. Le couvercle est venu de fonte avec une boîte à garniture G qui doit livrer passage à une contre-tige de piston dont nous verrons plus loin l'utilité. Il comporte cette fois encore une cavité *c* destinée au logement de l'écrou du piston à fond de course Le couvercle présente en coupe une forme assez contournée qui a pour but de lui donner une hauteur suffisante pour résister à la pression et de diminuer l'espace mort. Il est d'ailleurs consolidé par quatre nervures rayonnantes *b*. L'enveloppe est alimentée de vapeur par un tuyau spécial débouchant en *r'*. On voit, en J et K, deux petits orifices circulaires débouchant dans les amorces *a* et *a'* et destinés à recevoir des indicateurs pour la prise des diagrammes à l'intérieur du cylindre.

Les conduits de vapeur sont venus de fonte, entre le cylindre et sa glace. Ils sont consolidés par des nervures longitudinales et médianes qui en relient les deux parois.

Quand les cylindres sont de grand volume et les conduits très larges, on dispose plusieurs de ces nervures parallèles comme on peut le voir fig. 60 (plan du grand cylindre.)

La boîte à tiroir comporte, sur ses faces latérales, des saillies rabotées N destinées à servir de guides aux tiroirs de distribution et de détente.

Le couvercle P de la boîte est construit comme précédemment. Toutefois, afin de ne pas lui donner une épaisseur exagérée, on l'a consolidé par des nervures *d*.

Ainsi que nous en verrons de nombreux exemples dans la suite, l'enveloppe pourrait être constituée au moyen d'une chemise rapportée (fig. 36, 38).

Ce cylindre peut servir d'exemple pour les machines fixes monocylindres à distribution par tiroir, d'ailleurs de plus en plus rares pour les puissances au-dessus de 30 à 40 chevaux. Ces cylindres peuvent toutefois présenter de nombreuses variantes dont nous verrons des exemples dans la suite.

On préfère aujourd'hui les machines à distribution par déclic avec obturateurs genre Corliss ou soupapes genre Sulzer.

Les figures 32, 33, 35 nous serviront d'exemple comme représentant, au point de vue de l'étude, le genre le plus simple de cylindre à quatre distributeurs. Ceux-ci sont placés transversalement et horizontalement deux par deux aux extrémités du cylindre, les deux distributeurs d'admission dans des boîtes E situées au-dessus du cylindre, les deux distributeurs d'échappement dans les boîtes G placées à la partie inférieure. Le corps du cylindre est comme précédemment en A. Il comporte une chemise de vapeur B venue de fonte. Les

deux amorces *a* et *a'* ont une grande hauteur à cause de la disposition spéciale des boîtes G. Toutefois, comme le piston est fort long, leur arête ne correspond pas à l'extrémité de la course de ce dernier qui la dépasse de part et d'autre. L'espace mort est donc moins considérable qu'il ne semble.

Le fond C est creux, et venu de fonte également avec le cylindre. Il est composé de deux toiles réunies par des nervures rayonnantes. Sa grande hauteur lui donne un moment d'inertie suffisant pour résister à la pression de la vapeur ou aux coups d'eau. Il peut, par des orifices spéciaux non visibles sur la figure, être réchauffé intérieurement par un courant de vapeur vive. Le fond comporte une bride circulaire L, tournée, qui vient s'ajuster contre le bâti J. Comme précédemment, il est percé en son centre, pour le passage de la barre d'alésage, d'une ouverture qui reçoit un bouchon H portant le presse-étoupe.

Le couvercle D est à toile unique, très infléchie vers l'intérieur du cylindre, afin de diminuer l'espace mort qui, grâce à la saillie des boîtes E et G et à l'éloignement de la bride M, serait autrement considérable. Le couvercle est consolidé par des nervures rayonnantes venant aboutir au renflement D destiné à loger le boulon du piston.

Les boîtes des distributeurs, rotatifs, sont alésées et munies à leurs extrémités de couvercles comme on peut le voir sur la figure 35. La vapeur arrive par l'orifice M, contourne le cylindre et aboutit à un autre conduit longitudinal L établissant la communication entre les deux boîtes d'admission. L'échappement se produit en K par un conduit aboutissant aux deux boîtes G. Les lumières d'admission sont en *f*. Le cylindre repose sur le massif de fondation par l'intermédiaire d'un socle en fonte à la partie supérieure duquel il vient s'ajuster par la bride rabotée O (fig. 35).

On remarque en N un bossage qui est destiné à servir d'attache aux tourillons du plateau de la distribution.

A part le couvercle, toutes les parties de ce cylindre sont venues de fonte, système dont nous allons voir les avantages et les inconvénients.

Outre les difficultés de moulage et de coulée qui résultent de la complication d'une semblable pièce, et qui sont communes à tous les genres d'appareils, ce système présente quelques inconvénients particuliers dans le cas des machines à distribution par obturateurs à déclic.

Les cylindres se fondant debout, par suite des exigences de la coulée, il en résulte que la fonte des parties basses, soumises, pendant leur refroidissement, à une pression plus grande est plus serrée, plus dense et plus dure que celle de la partie haute, malgré la présence d'une forte masselotte. Cet inconvénient est évidemment d'autant moindre que cette dernière est plus haute et plus lourde, mais pour assurer une homogénéité à peu près complète du métal, il faudrait que la masselotte ait une hauteur au moins double de

celle du cylindre, ce qui est pratiquement impossible. Cette méthode de coulée présente de ce fait quelques inconvénients pour les cylindres des machines du genre Corliss, lorsqu'ils sont coulés d'une seule pièce, comme c'est encore l'usage pour les appareils de faible puissance. Le principal de ces inconvénients consiste en ce que les glaces des distributeurs d'une des extrémités du cylindre, celles qui se trouvent à la partie supérieure pendant la coulée, seront moins dures que celles de l'autre bout, situées au fond du moule ; il en résulte une usure inégale, beaucoup plus rapide pour les premières que pour les secondes.

Pour atténuer cet inconvénient, ainsi que ceux déjà signalés, accompagnant la coulée des cylindres à enveloppe non rapportée, beaucoup de constructeurs fondent aujourd'hui ces cylindres en quatre pièces, couvercles non compris, comme le représente la figure 38, à savoir, un corps de cylindre C, une chemise B et deux pièces semblables A, A′, formant les extrémités du cylindre auquel ils servent de support sur les fondations, tandis qu'ils forment les chambres des obturateurs. Ces deux dernières pièces étant coulées à part, horizontalement, avec la même fonte, sont ainsi d'égale dureté. Cette division du cylindre en plusieurs fragments peu volumineux est en outre une garantie contre les effets du retrait et permet soit d'éviter les gouttes froides ou les soufflures, soit de révéler facilement les moindres défauts qui pourraient se produire pendant la coulée.

Les pièces A et A′ sont alésées et tournées sur les faces qui se regardent et la chemise vient s'y ajuster de chaque côté, par une portée tournée extérieurement et ajustée avec soin. Un petit talon ménagé sur la chemise sert de repère pour le montage et permet d'opérer, au moyen des prisonniers constituant l'assemblage, le serrage des deux pièces extrêmes sur la chemise. D'ailleurs, l'enveloppe ou corps de cylindre est assemblée auparavant sur la chemise au moyen de deux collets tournés et alésés. L'outillage des bons ateliers est aujourd'hui assez perfectionné pour que l'on puisse exécuter les surfaces de ces différents joints et des brides avec une précision telle que l'emmanchement et le montage ne laissent rien à désirer et que l'on puisse se dispenser de faire des joints. Ceux-ci doivent en effet être évités dans la mesure du possible, car ils présentent toujours une certaine épaisseur et une élasticité inégale qui peut amener une certaine obliquité et un défaut de parallélisme des axes.

Les parties A et A′ sont alésées et tournées sur leurs faces a et a_1 sur la même machine, ce qui assure la correspondance des axes et un montage rectiligne.

On trouvera figure 39 la coupe longitudinale du cylindre des machines à déclic construites par MM. Farcot, et qui est établi suivant le même principe, avec cette différence que les pièces extrêmes constituent à la fois les

Fig 36

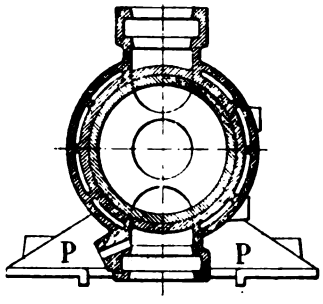


Fig 37

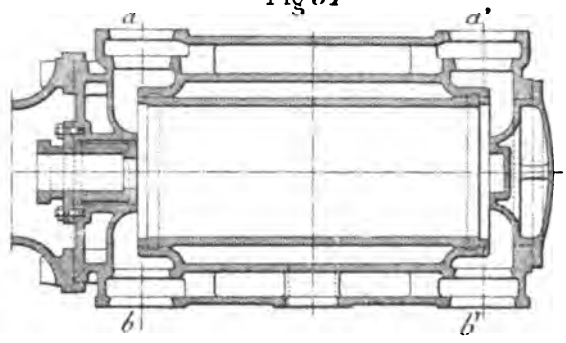


Fig. 38

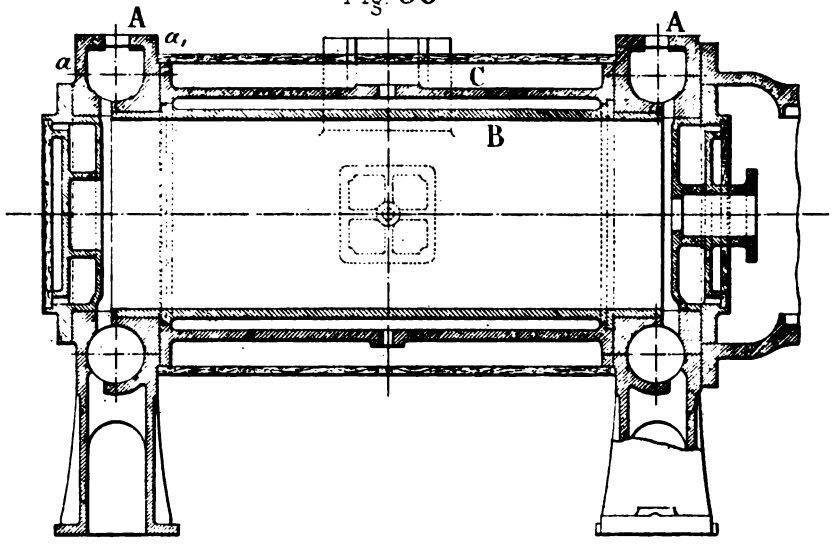


Fig 39

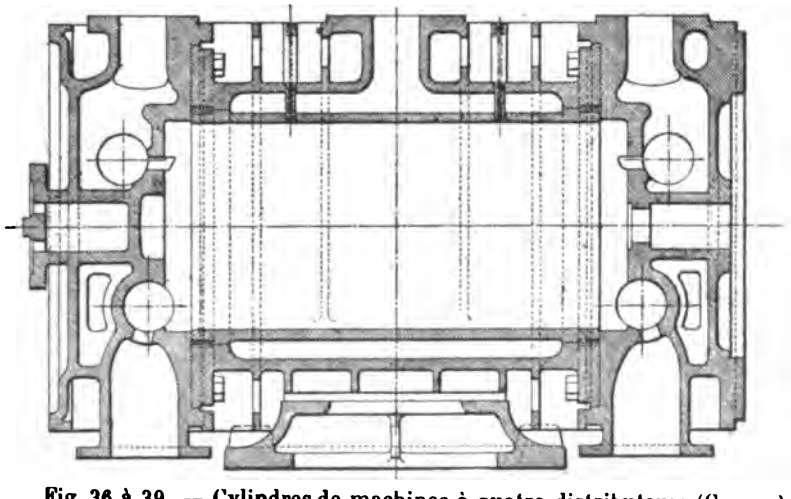


Fig. 36 à 39. — Cylindres de machines à quatre distributeurs (Coupes).

couvercles et les boîtes à vapeur, les obturateurs étant placés dans les fonds. En outre, le tout, au lieu d'être supporté sur les fondations par les deux portions extrêmes comportant les chambres des obturateurs, comme dans l'exemple cité plus haut, repose sur celles-ci par l'intermédiaire d'un patin venu de fonte avec le corps du cylindre.

Un constructeur belge bien connu, M. Bollinckx, emploie un dispositif différent et ingénieux, qui présente les mêmes avantages que les précédents tout en ne nécessitant le fractionnement du cylindre qu'en deux portions, couvercle et fonds non compris. La pièce extrême A′ figure 34, appartenant à l'un des côtés, est venue de fonte avec le corps du cylindre et l'autre, A′, avec la chemise intérieure. Ces deux pièces sont coulées dans les mêmes conditions, verticalement, avec les chambres des distributeurs à la partie inférieure, ce qui leur assure une densité et une dureté semblables. Après avoir tourné les brides *a* et *a′*, on assemble les deux pièces ainsi constituées, à l'aide de deux joints seulement *aa* et *a′a′*. Le serrage est obtenu au moyen des prisonniers placés sur la bride *a′*. L'enveloppe de vapeur est constituée par l'espace annulaire laissé libre entre le corps du cylindre et la chemise intérieure. La vapeur arrive en C et la purge de l'enveloppe s'opère par D.

Pour ménager la dilatation, on laisse en *a* un certain jeu longitudinal permettant à la chemise intérieure une certaine liberté dans le sens de la longueur tout en assurant l'étanchéité de la chemise sans qu'il soit fait de joint.

Les pièces à couler étant simples, comme d'ailleurs dans le cas précédent, on n'a plus à craindre des difficultés de coulée ni des effets de retrait et on peut employer la fonte la plus dure au grand bénéfice de la durée des surfaces frottantes, de la chemise et des glaces des obturateurs. Toutefois, l'assemblage des deux portions n'est pas très facile et ne peut guère s'opérer en toute certitude que grâce à un outillage perfectionné et au prix de soins minutieux.

La disposition de la figure 38, si elle entraîne un plus grand nombre de joints, est du moins d'une exécution plus facile. Elle présente en outre cet avantage que les chambres des obturateurs ne sont solidaires que d'une pièce peu importante et de faible poids, facile à remplacer si les glaces viennent à gripper.

Nous avons donné, figure 27, la coupe longitudinale des cylindres d'une machine fixe compound à pilon et à distribution Corliss. Les deux cylindres, suivant la disposition dite en tandem, sont placés dans le prolongement l'un de l'autre, le petit au-dessus du grand sur lequel il est supporté par des entretoises en fonte C et des oreilles E venues de fonte avec le fond inférieur.

Le petit cylindre, entouré d'une chemise B, est figuré en A; le cylindre à basse pression, comportant aussi une enveloppe, B′, est en A′. La distance

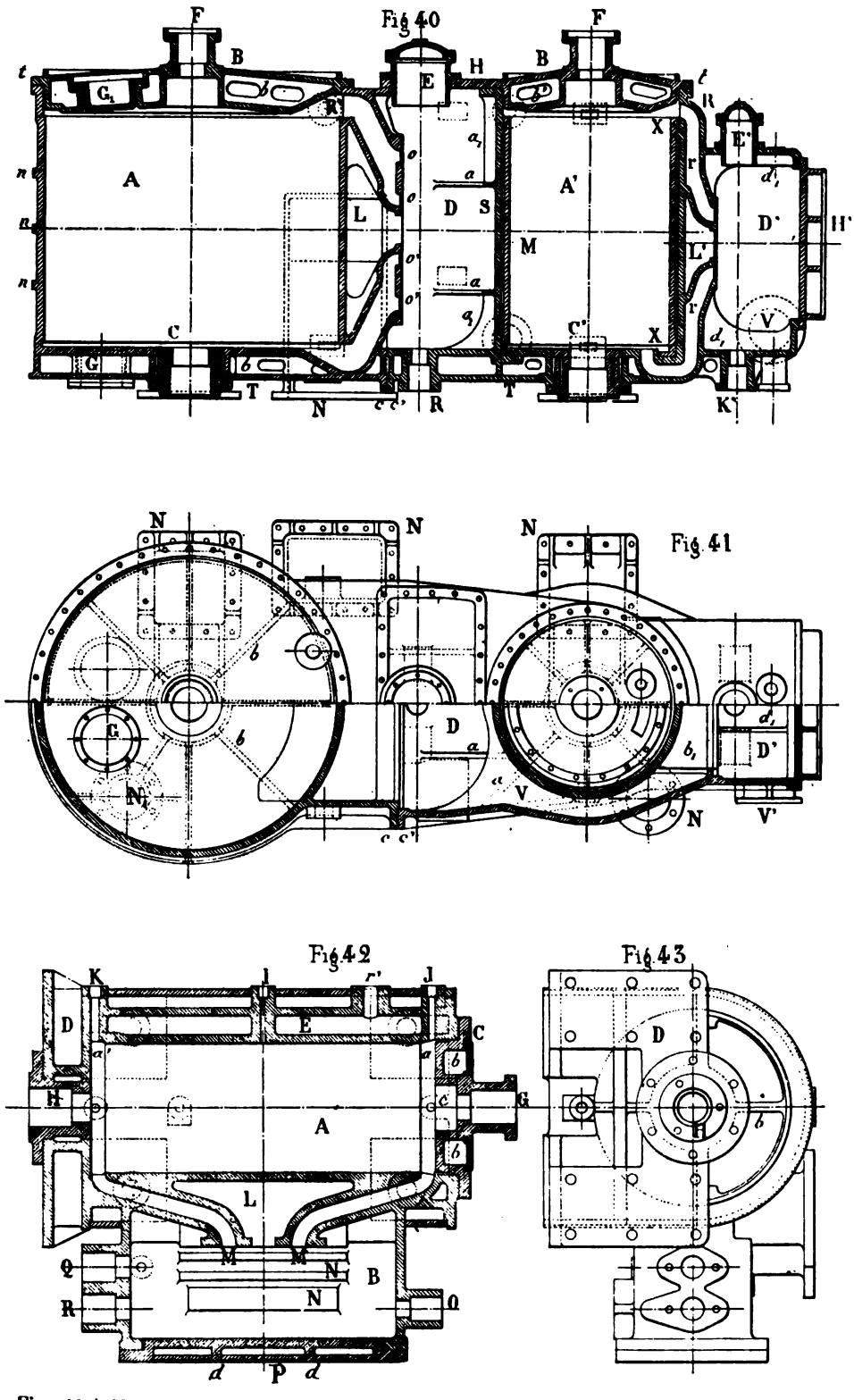


Fig. 40 à 43. — Cylindres de machines à pilon, fixes et marines — Coupes et Plans.

qui sépare le fond du petit cylindre du couvercle du cylindre à basse pression doit être telle que l'on puisse facilement démonter et visiter les presse-étoupes dont les boîtes se trouvent en *aa'*. Nous revenons ailleurs, à propos des appareils de navigation, aux machines tandem.

On trouvera figure 36, 37 les coupes longitudinale et transversale d'un cylindre de machine Sulzer dans lequel la distribution est opérée au moyen de soupapes placées sur des sièges rapportés non figurés sur le dessin dans les chambres *aa'* pour l'admission et *bb'* pour l'échappement. Le corps du cylindre est fondu d'une seule pièce avec le fond, les boîtes de distribution et les conduits qui les relient. Il est toutefois muni d'une chemise rapportée, en fonte dure, très simple de forme, alésée intérieurement et tournée seulement en dehors aux deux portées qui s'encastrent dans le corps proprement dit du cylindre.

Le fond est muni d'un bouchon formant boîte à garniture et qui sert à fermer le trou destiné au passage de la barre d'alésage.

Le cylindre est venu de fonte avec de larges patins P qui servent à son attache sur la plaque de fondation. Il est réuni au bâti, du type Corliss et circulaire de section, dans la partie qui s'assemble sur le cylindre, par une portée tournée, venue de fonte, légèrement en saillie sur le fond. Ce dernier, pour plus de solidité, est creux et a deux toiles réunies entre elles par des nervures rayonnantes.

On applique encore les distributions par tiroirs aux grandes machines fixes à destination spéciale, surtout dans celles qui sont appelées à un fréquent renversement du sens de la marche, telles les machines d'extraction de mines ou les moteurs de laminoirs. Aujourd'hui, on leur applique presque toujours, pour des raisons exposées ailleurs, des tiroirs cylindriques. Nous donnerons deux exemples de cylindres de ce genre.

Dans le premier, représenté en plan-coupe, figure 58, la boîte à tiroir D, de faible longueur, est venue de fonte avec le corps du cylindre B. Les glaces sur lesquelles se meuvent les deux pistons étanches formant tiroir, sont constituées par deux chemises en fonte EE', rapportées et soigneusement alésées. Elles sont percées, par le travers des orifices, de lumières *oo'* correspondant aux conduits du cylindre, lesquels se recourbent comme dans les machines à tiroir ordinaire. Le cylindre et la boîte à tiroir ne comportent aucun fond venu de fonte et la chemise est rapportée, de sorte que l'ensemble du cylindre et la boîte à tiroir présentent une grande simplicité et une exécution facile.

La vapeur est admise dans la boîte à tiroir par les deux extrémités, au moyen des orifices H communiquant avec le tuyau de vapeur. L'échappement se fait au milieu, dans la boîte D qui le dirige au dehors par le moyen

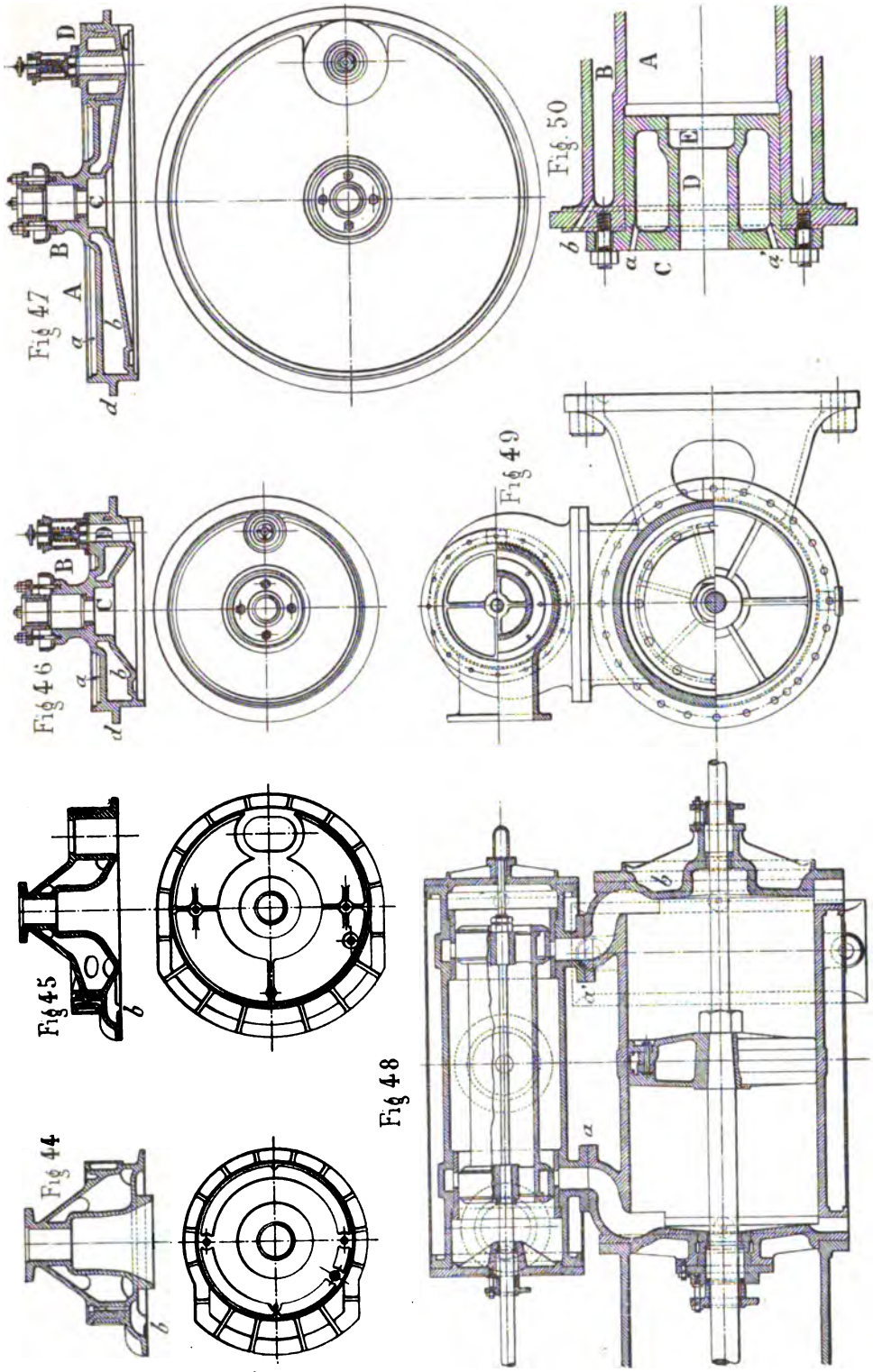


Fig. 44 à 50. — Couvercles et détails de cylindres.

d'une tubulure contournant le cylindre et débouchant en L, du côté opposé au tiroir.

On préfère souvent, surtout pour les cylindres des grandes machines, couler séparément la boîte à tiroir et le cylindre afin de diminuer l'importance des pièces et de faciliter le moulage en diminuant les risques de la coulée. Le cylindre et sa boîte sont alors réunis (figure 48) par deux brides *a* et *a'* rabotées et ajustées, coupant en deux les conduits de vapeur. On en a profité, dans le cylindre que nous avons choisi comme exemple, pour diminuer la longueur de ces conduits et par conséquent le volume des espaces morts en allongeant la boîte à tiroir et en placant les glaces du tiroir à peu près en face des extrémités du cylindre.

En résumé, de ces deux dispositions, la première, qui demande moins de main-d'œuvre d'ajustage, doit être préférée pour les machines de petite et de moyenne puissance et la seconde pour les forces supérieures à trois ou quatre cents chevaux.

Les tiroirs cylindriques se sont récemment beaucoup répandus pour les petites machines fixes à grande vitesse, surtout depuis l'introduction des machines Armington et Sims. On trouvera figure 31 la coupe longitudinale d'un groupe de cylindres tandem d'une semblable machine destinée à actionner des dynamos. Le petit cylindre A est directement superposé au grand cylindre A', un plateau commun, B, servant de support au premier. La garniture métallique, placée en *d*, n'est donc pas accessible du dehors. Les deux tiroirs sont, comme les pistons moteurs, montés sur une tige commune traversant également une garniture métallique placée sur le couvercle *e* commun aux deux boîtes à tiroir. Comme les pistons sont extrêmement légers, on leur a assuré une rigidité suffisante en leur donnant une forme conique, ce qui explique le profil contourné des plateaux et fonds de cylindres.

49. — Cylindres de machines marines. — Les particularités qui caractérisent les cylindres des machines marines proviennent moins des conditions particulières de leur fonctionnement que de leurs dimensions souvent beaucoup plus considérables et des proportions différentes existant entre la course et le diamètre.

Les appareils de navigation étant toujours au moins à deux cylindres et aujourd'hui le plus souvent à trois cylindres, il est impossible de considérer chacun de ceux-ci d'une manière absolument indépendante et il convient de les étudier dans leur ensemble.

Nous avons vu plus haut, dans un autre chapitre, quels étaient les principaux groupements de cylindres les plus en usage pour les machines marines compound, à triple et quadruple expansion. Nous n'y reviendrons donc pas. Toutefois, nous rappellerons que, au point de vue strict de la construction,

deux systèmes principaux sont en usage. Tantôt, et le plus souvent, tous les cylindres, ou du moins les cylindres inférieurs dans les machines tandems, sont intimement reliés les uns aux autres par des brides verticales munies de rangées de boulons très rapprochés, avec joints étanches, la vapeur circulant d'un cylindre à l'autre dans les cavités et conduits formés par les cloisons reliant entre eux les cylindres.

Tantôt au contraire on cherche à donner aux cylindres une indépendance aussi complète que possible et ils ne sont reliés que par deux entretoises longitudinales placées de part et d'autre à la partie basse et constituées par une barre d'acier de section circulaire ou rectangulaire.

Le premier système est usité dans l'immense majorité des cas. Il présente en effet de sérieux avantages et permet la suppression de toute espèce de tuyautage extérieur servant à la communication des divers cylindres entre eux. Il offre d'autre part quelques inconvénients, surtout au point de vue du poids, de telle sorte que la seconde disposition est souvent adoptée pour les appareils des navires à grande vitesse, paquebots et croiseurs. Si elle donne moins de compacité à la machine et augmente sensiblement le prix de revient, elle permet en revanche aux efforts de la dilatation de se produire plus librement, à condition toutefois que le tuyautage soit disposé en conséquence et présente des coudes et des arrondis convenables et judicieusement disposés.

Dans les petites machines et dans certaines catégories d'appareils où tout est sacrifié à la légèreté, on peut faire venir les cylindres d'une seule pièce de fonte, ce qui est relativement facile pour les machines compound, mais non pas pour les machines à trois cylindres. Cette disposition présente évidemment, à épaisseur égale, le maximum de légèreté puisqu'elle supprime les brides et boulons de raccord, et par conséquent les doubles épaisseurs, mais elle offre des difficultés de moulage souvent insurmontables. En outre, il suffit de quelques soufflures en un des points de la pièce pour la faire rebuter entièrement et entraîner une perte de temps et d'argent considérable. Après avoir eu tendance à couler ainsi les cylindres de torpilleurs, on semble, à l'heure actuelle, chercher au contraire à les fractionner en un grand nombre de pièces. Cela provient de ce que l'on cherche à faire extrêmement léger et que l'on ne donne plus aux cylindres, boîtes à tiroir et brides de ces appareils, que des épaisseurs très faibles qui compliquent singulièrement le moulage et la coulée et obligent à des rebuts répétés. On préfère, naturellement, que ces rebuts portent de préférence sur une pièce de faible importance et n'entraînent pas celui de tous les cylindres. En outre, on ne peut pas, dans une pièce compliquée, diminuer autant les épaisseurs que pour les pièces simples, ce qui entraîne à fractionner le massif des cylindres et, tout au moins, à les couler chacun séparément.

Nous donnerons successivement plusieurs exemples typiques des principales dispositions adoptées dans la pratique qui condenseront assez complètement la pratique générale.

On trouvera, figures 40-41, une coupe longitudinale et un plan, en demi-coupe et demi-élévation, de la disposition la plus généralement adoptée pour les cylindres des machines compound à pilon des navires du commerce. L'exemple choisi se rapporte aux cylindres d'un appareil de 2.000 chevaux environ ; la disposition générale en serait applicable d'ailleurs entre de larges limites, par exemple de 500 à 5.000 chevaux. Au-dessous les proportions changeraient notablement, les nervures s'écarteraient et les épaisseurs augmenteraient relativement. Au-dessus, le diamètre du grand cylindre deviendrait trop grand pour être d'une construction facile ou économique et on préférerait le plus souvent le fractionner en deux cylindres égaux dont la capacité totale serait égale au volume du cylindre unique qu'ils remplacent. La machine compound à trois cylindres, inaugurée en France par Dupuy de Lome, a été le type favori pour les grands paquebots et les navires de guerre jusqu'à l'introduction et la généralisation des machines à triple et quadruple expansion.

L'entr'axe des deux cylindres, à haute et basse pression, est presque toujours déterminé par des considérations indépendantes de la construction ou des cylindres eux-mêmes. Il est en effet réglé par la nécessité de ménager aux tourillons de l'arbre moteur la longueur nécessaire à l'emplacement des poulies d'excentrique du grand cylindre et des plateaux de jonction.

Il est extrêmement rare que la distance ainsi déterminée ne soit pas supérieure à ce qui est nécessaire pour placer côte à côte les deux cylindres et laisser même entre eux la place nécessaire pour loger, et au-delà, le grand tiroir. S'il en était autrement d'ailleurs, on pourrait rapprocher les cylindres en reportant la boîte du grand tiroir du côté opposé au petit cylindre ou sur le côté, comme figure 55.

C'est toutefois une complication, car il faut alors, soit ménager de fonte autour du grand cylindre un conduit de vapeur faisant communiquer le réservoir avec la boîte du tiroir à basse pression, soit disposer un tuyau de communication extérieur, rapporté. C'est pourquoi, quand on le peut, doit-on préférer la disposition représentée figures 40-41, qui présente le maximum de compacité.

Comme on le voit, les deux cylindres, placés en A et A′, forment un groupe compact et sont réunis par les brides *c* et *c′* rabotées suivant leur développement et reliées par une rangée de boulons. Le joint ainsi formé doit être étanche car les brides sont pratiquées sur les parois de la chambre qui, une fois la réunion des deux parties opérée, constitue la boîte à tiroir du grand cylindre et le réservoir intermédiaire.

Le petit cylindre est constitué par un corps S, venu de fonte avec le fond T', les parois latérales de la boîte à tiroir D', les orifices et conduits de vapeur r et r', les parois latérales et inférieure de la boîte à tiroir du cylindre à basse pression, le conduit annulaire V faisant communiquer l'échappement du petit cylindre avec la boîte à tiroir du grand (et servant en outre de réservoir intermédiaire) et les paliers d'attache N sur le bâti. Il est naturel en effet que ces organes, bien qu'ils concernent en réalité le cylindre de détente, soient venus de fonte avec le petit cylindre, ce qui égalise à peu près le poids des deux pièces. Le corps du cylindre est consolidé intérieurement et relié à ses brides ou au fond de la boîte du tiroir à basse pression par des nervures rectangulaires a, a_1 et b_1. D'autres nervures d_1 servent à consolider les parois de la boîte à tiroir en vue de résister à la pression intérieure, et à diminuer les effets du retrait. Le tuyau d'arrivée de vapeur débouche en V'.

Le fond du cylindre C', situé dans le prolongement de celui de la boîte D, porte un bouchon d'alésage formant boîte à garniture.

Les deux boîtes à tiroir comportent sur leur fond inférieur les boîtes à garnitures R et K' des tiges de tiroir et, au-dessus de leur paroi supérieure, les cylindres E et E' dits *compensateurs* dont nous verrons ailleurs l'usage.

Le couvercle H' de la boîte du tiroir à haute pression est vertical et consolidé par des nervures horizontales et verticales ; il est à toile unique.

Le couvercle H de la boîte du tiroir à basse pression est au contraire disposé horizontalement au-dessus de cette dernière. On ne peut en effet, pour des raisons de solidité, le disposer sur les côtés, ce qui affaiblirait trop les parois de la boîte et serait incommode pour les démontages du grand tiroir. Ce couvercle n'ayant à résister qu'à la faible pression régnant dans le réservoir intermédiaire est moins robuste que celui du petit tiroir, il n'est pas nervé. Pour le disposer on a dû couper, sur la partie supérieure de la boîte D, les brides de jonction des deux cylindres.

A l'intérieur du corps de cylindre on a fixé une chemise M en fonte dure, fixée en X par une couronne de prisonniers et ajustée en X_1. Nous verrons plus loin en détail, en parlant des enveloppes de vapeur, comment sont faites ces attaches.

Le couvercle B' du petit cylindre est creux et constitué par deux toiles parallèles, légèrement tronconiques et reliées entre elles par des nervures rayonnantes allégées par des trous venus de fonte en leur milieu. Ce couvercle porte une boîte à garniture F pour la contretige du piston.

Le cylindre repose sur le bâti, d'un côté, qui est celui du condenseur, par un support creux, N, venu de fonte avec lui et portant une bride à nervures bien visible sur le plan, de l'autre côté, par une embase circulaire N, qui est boulonnée à la partie supérieure d'une colonne creuse en fonte dont le pied s'appuie sur la plaque de fondation.

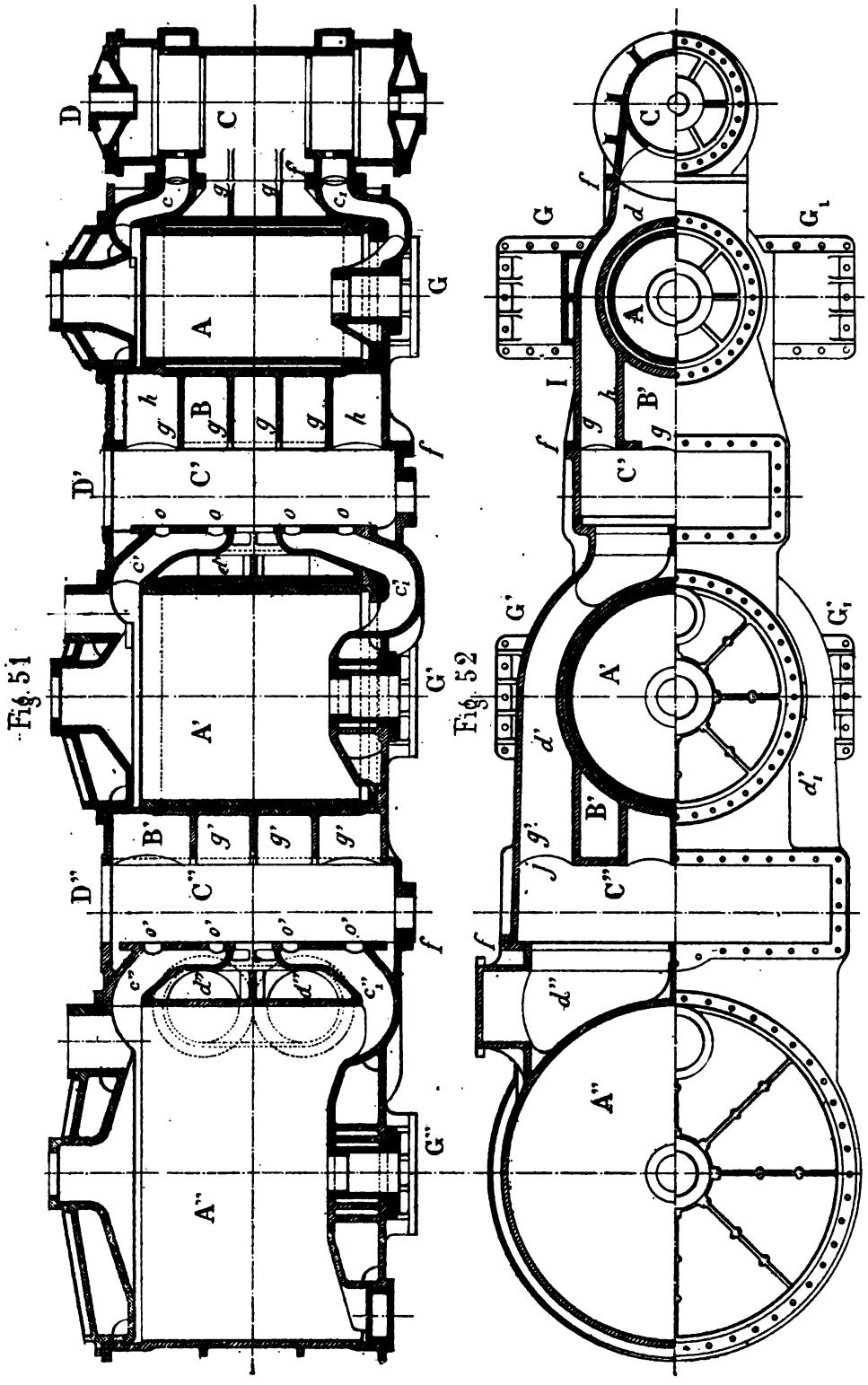


Fig. 51-52. — Cylindres d'une machine à triple expansion de paquebot à grande vitesse ou de croiseur.

Le grand cylindre constitue une pièce de fonderie beaucoup plus simple puisqu'il n'est venu qu'avec son fond C, d'ailleurs à deux toiles, et la console N qui le supporte sur le bâti du côté du condenseur. Ce support, qui se termine à sa partie inférieure par une bride rectangulaire nervée, est creux et débouche dans le conduit d'échappement du grand tiroir en L ; comme, d'autre part, il est prolongé par un bâti creux fixé à la partie supérieure du condenseur, il remplit en outre l'office de tuyau d'échappement. Le joint fait en N doit être étanche.

Le grand cylindre est consolidé par trois rangs de nervures circulaires *n* qui se prolongent latéralement sur les côtés de la boîte D et viennent se rattacher aux brides de jonction *c*.

Le plateau B a exactement la même forme que celui du petit cylindre, il est également à deux toiles reliées par les nervures *b*.

Le fond et le plateau sont percés chacun d'une ouverture, G et G', appelées portes de visite et munies d'un bouchon en fonte. Ces portes servent à permettre la visite de l'intérieur du cylindre sans que l'on ait à démonter les couvercles.

Sur le côté opposé au condenseur, le grand cylindre, comme le petit, est supporté par une colonne en fonte qui vient se boulonner sur l'embase circulaire N.

En outre des tuyaux de vapeur et d'échappement, ces cylindres comportent encore les tubulures nécessaires pour l'installation des indicateurs, des tuyaux de purge et d'admission de vapeur vive dans le grand cylindre pour faciliter les démarrages.

On remarquera que les couvercles des deux cylindres sont échancrés en RR' aux points où débouchent les conduits de vapeur dans le cylindre. Cette disposition est nécessaire pour livrer passage à la vapeur d'admission, le couvercle, afin de diminuer les espaces morts, descendant environ jusqu'à la hauteur de l'arête inférieure de l'orifice. Pour le grand cylindre, la disposition du conduit est la même à la partie inférieure. Dans le petit cylindre au contraire, on a dû contourner le conduit *r'* afin de laisser la place à l'assemblage de la chemise et du corps de cylindre en X.

Les figures 51-52 nous serviront d'exemple typique pour la construction et la disposition relative des cylindres d'une machine marine à triple expansion, également à pilon. Elle se rapporte à un appareil de 4.000 chevaux environ mais peut, comme l'exemple précédent, s'appliquer entre d'assez larges limites sans autre changement que des différences de dimensions absolues. La machine à laquelle appartiennent ces cylindres est de construction récente, elle est destinée à un paquebot à grande vitesse et pourrait jusqu'à un certain point servir d'exemple pour les appareils de certains croiseurs. On exigerait toutefois généralement, pour cette dernière application, un peu

plus de compacité et des proportions légèrement différentes comme on pourra s'en rendre compte par l'examen de la figure 59 qui représente les cylindres d'un appareil de croiseur très rapide, lesquels présentent la légèreté maximum compatible avec les autres conditions que l'on demande aux appareils des navires du commerce qui doivent être robustes et permettre un fonctionnement consécutif de plusieurs semaines à toute puissance sans risques d'avaries.

Les cylindres à haute, moyenne et basse pression sont respectivement placés en A, A′ et A″, en série, le moyen cylindre se trouvant placé entre les deux autres (fig. 51-52).

L'écartement des axes des cylindres à haute et moyenne pression est déterminé par la longueur des tourillons et portées de l'arbre. Bien que cette distance eût été suffisante pour loger les excentriques et les tourillons correspondant au grand cylindre qui sont de même dimension, on n'aurait pas eu, dans le cas qui nous occupe, la place d'installer le grand tiroir, à cause du diamètre considérable du cylindre à basse pression, on a donc dû écarter l'axe de ce dernier au-delà de ce qui d'autre part était strictement nécessaire.

En laissant de côté les plateaux et couvercles de cylindres et de boîtes à tiroir, le groupe des cylindres se compose de quatre pièces principales venues chacune de fonte séparément, à savoir : la boîte du tiroir à haute pression C, qui est cylindrique, le cylindre à haute pression A, le cylindre à moyenne pression A′ et sa boîte C′, le cylindre à basse pression A″ et sa boîte C″. Ces quatre parties sont réunies et boulonnées suivant les joints étanches *f*, comme précédemment, la circulation de la vapeur, d'un cylindre à l'autre, s'opère, sans l'aide de tuyaux extérieurs, dans des chemises concentriques aux cylindres ou dans des conduits venus de fonte avec les cylindres eux-mêmes.

Nous avons dit plus haut que ces cylindres étaient destinés à une machine de paquebot à grande vitesse, c'est-à-dire que toutes les parties en sont légères. Les parois des cylindres et des boîtes sont minces, aussi a-t-on disposé dans tous les sens un grand nombre de nervures qui consolident les différentes parties sans augmenter notablement le poids. Nous donnons ces cylindres comme exemple d'une disposition judicieuse des nervures et consolidations diverses en vue de permettre aux différentes parties des cylindres de résister aussi bien à l'action du retrait qu'à la pression intérieure à laquelle elles sont soumises. Par exemple, le corps du petit cylindre est consolidé et relié à l'enveloppe extérieure I par une série de nervures horizontales *g* rattachées entre elles et aux fonds supérieur et inférieur par d'autres toiles verticales *h*.

L'enveloppe *d′* du moyen cylindre, servant de réservoir intermédiaire, est de même consolidée par des toiles horizontales *g′* dont les extrémités courbes sont nettement visibles sur le plan en *j*, *j*.

Les deux premiers cylindres comportent chacun une chemise intérieure en fonte dure, rapportée et tenue par les procédés que nous indiquerons ailleurs.

Ainsi, le groupe des cylindres et boîtes à tiroir est disposé de telle sorte que la vapeur d'échappement du premier cylindre se rende dans la boîte du moyen tiroir C′ par le conduit *d* qui contourne le cylindre à haute pression et que, pareillement, la grande boîte à tiroir, C″, soit alimentée par la vapeur d'échappement du cylindre à moyenne pression par les conduits *d* et d'_1, venus de fonte de part et d'autre du cylindre intermédiaire. L'échappement du grand cylindre se rend directement au condenseur par les tuyaux *d″*.

Les cylindres reposent sur les bâtis par les embases GG_1, $G'G'_1$ et $G''G''_1$, venues de fonte, creuses et munies de brides renforcées par des nervures bien visibles sur le plan.

Les conduits de vapeur des cylindres à moyenne et à basse pression sont à doubles orifices *o* et *o′*.

Les couvercles et les fonds sont creux et présentent, vers l'intérieur, une conicité très accentuée de manière à épouser la forme du piston qui, dans cet appareil, par raison de légèreté, est en acier moulé, à souche unique et de forme conique.

On trouvera figures 53 à 56, en élévation, plan, coupes transversales et longitudinales, les cylindres d'une machine de paquebot à triple expansion de construction moderne, lesquels, contrairement à la disposition précédemment décrite, sont entièrement indépendants les uns des autres. Ils appartiennent à une catégorie de machines dans lesquelles les tiroirs ne sont plus placés à cheval au-dessus de l'arbre mais sur le côté. Cette indépendance des cylindres a ce double avantage que les différentes pièces à fondre se présentent sous une forme extrêmement simple (un cylindre géométrique muni d'un fond et de patins pour l'attache avec le bâti) et que les effets de la dilatation peuvent se produire plus librement.

Les trois boîtes à tiroirs B, B′ et B″, d'ailleurs cylindriques, sont fondues séparément et rapportées.

Les cylindres étant indépendants, il est nécessaire d'assurer une liaison longitudinale qui maintienne l'écartement des axes des cylindres et des glissières. A cet effet, les bâtis de support E sont mêlés entre eux, à leur partie supérieure, par des bras horizontaux, venus de fonte, disposés dans le sens longitudinal et raccordés par des brides *b*.

On voit nettement, sur les figures et particulièrement d'après la coupe transversale du grand cylindre, comment se fait l'attache des cylindres sur le bâti. Les embases D, D′ et D″, terminées à leur partie inférieure par des patins rabotés, sont venues de fonte avec les fonds des cylindres. Elles portent des brides d'attache, convenablement nervées, qui viennent se boulon-

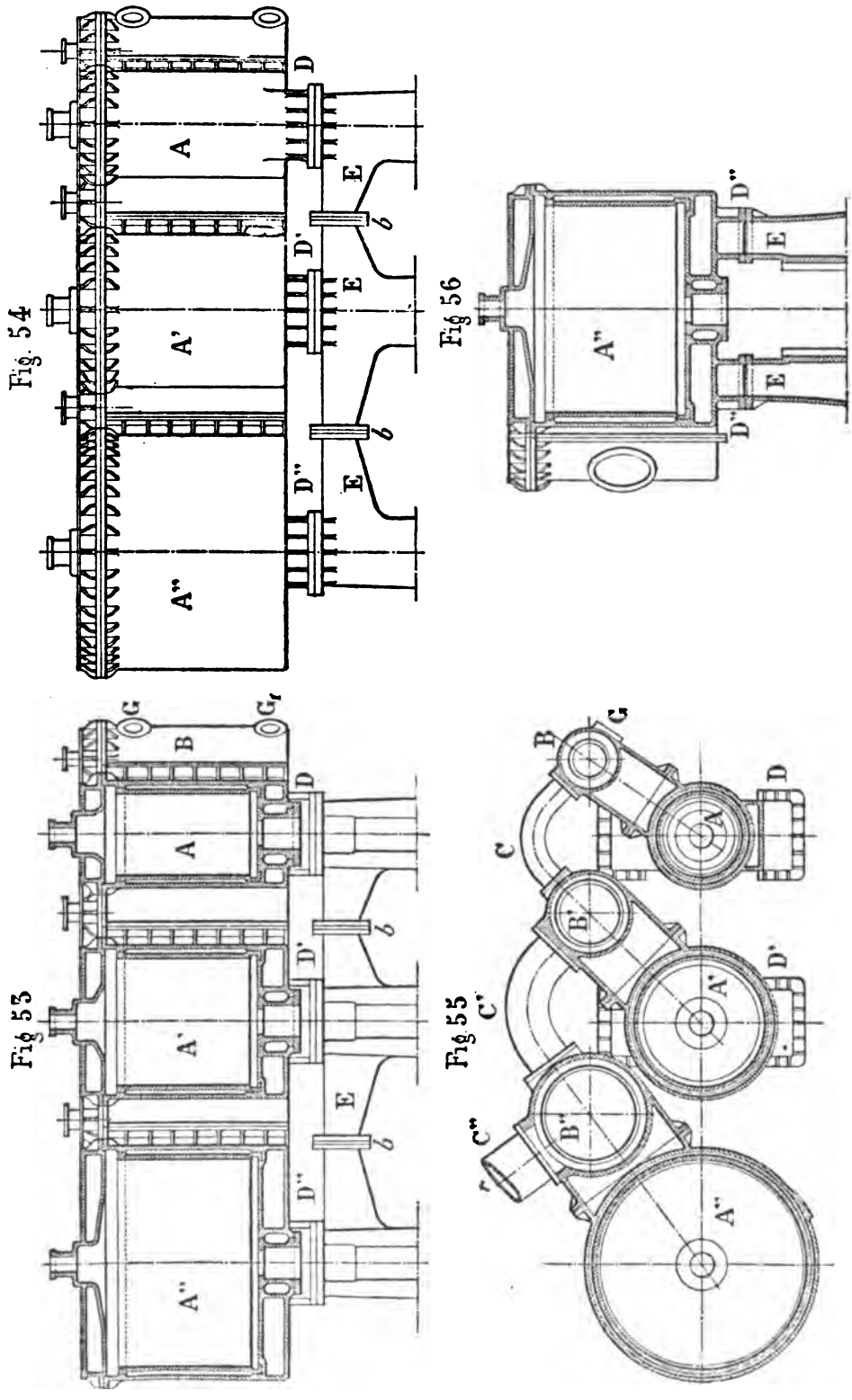


Fig. 53 à 56. — Cylindres d'une machine de paquebot.

ner sur des brides semblables terminant les bâtis E à leur partie supérieure. Ces embases sont creuses et sans fond.

L'examen des figures montre que l'on a fait dans ces cylindres un large emploi des nervures pour consolider toutes les brides du cylindre et des tiroirs. C'est un des caractères que présentent les machines de construction récente, elles sont soumises à des pressions plus élevées, à des trépidations très accentuées à cause de la plus grande vitesse du piston en même temps que l'on cherche à en alléger toutes les parties.

Les axes verticaux des trois tiroirs sont placés dans le même plan longitudinal de telle sorte que les organes de la distribution soient semblables et interchangeables d'un cylindre à l'autre. Il en résulte forcément que les espaces morts du petit cylindre sont proportionnellement plus volumineux que pour les autres, les conduits étant plus longs ; mais cela n'est qu'un inconvénient secondaire, l'espace mort ne jouant, dans les machines à expansions successives, qu'un rôle secondaire au petit cylindre.

Les échappements du petit au moyen tiroir et de ce dernier au grand tiroir se font respectivement par les tuyaux extérieurs C et C′ qui servent en même temps de réservoirs intermédiaires. Pour assurer la libre dilatation de l'ensemble, ces tuyaux doivent être coudés afin de présenter une certaine élasticité dans le sens longitudinal.

L'admission de la vapeur se fait aux deux extrémités du tiroir à haute pression par les orifices G et G_1. L'échappement du grand cylindre est opéré par le tuyau L.

On trouvera figure 64 la coupe longitudinale d'un cylindre admetteur de machine-pilon à triple expansion destinée à un paquebot de construction récente. Cet appareil appartient au type dans lequel les cylindres sont indépendants.

Le corps du cylindre B est venu de fonte avec la boîte à tiroir, cylindrique, F. Il comporte une chemise rapportée A, un fond venu de fonte C et un couvercle D. L'ensemble est consolidé par des nervures *a*, *b*, *c*, *d*.

Le couvercle D porte une gaîne étanche E, destinée à recevoir la contretige du piston et qui permet de supprimer le presse-étoupe supérieur, remplacé simplement par une bague en bronze *f*.

Le cylindre repose sur le bâti par les supports K.

La figure 62 représente, en coupe longitudinale, le grand cylindre d'une machine à aubes de 2.000 chevaux. Ce cylindre, on le voit, est venu de fonte avec une enveloppe A et un fond B qui est creux. Celui-ci porte en son centre un bouchon d'alésage C dans lequel est ménagée la garniture. Le couvercle D, qui est conique, et à double toile, est également muni, au centre, d'un bouchon de visite C′ portant la soupape de sûreté qui s'ajuste en *a*.

On voit en *o* et *o'* les extrémités des deux conduits de vapeur aux points où ils aboutissent dans le cylindre.

Le cylindre repose sur son bâti par des pattes venues de fonte qui ne sont pas représentées sur la figure.

La figure 63 représente, en coupe longitudinale, un cylindre oscillant, à haute pression, destiné à une machine à aubes de 3.500 chevaux. Le corps du cylindre, D, est venu de fonte avec deux tourillons C et C' qui ont un diamètre suffisant pour présenter une large surface frottante et permettre le pas-

Fig 58

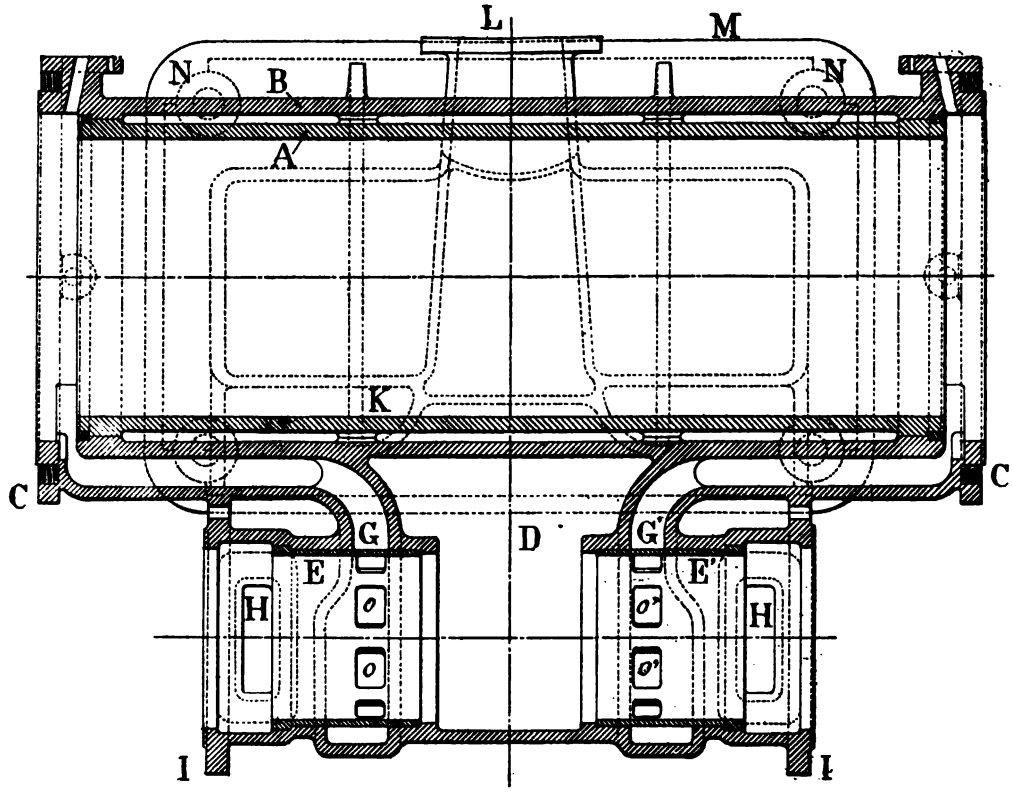


Fig. 58. — Cylindre avec distribution à tiroirs cylindriques.

sage de la vapeur d'admission en C et de la vapeur d'échappement en C'. La boîte à tiroir est sur le côté, et ne se trouve pas représentée sur le dessin; elle communique avec l'admission de vapeur par une gaîne creuse *b* et avec l'échappement par une autre *c*. Ces deux enveloppes, venues de fonte avec le corps du cylindre, lui sont reliées et rattachées par les nervures *a*. Elles servent d'attache aux tourillons C et C'.

La chemise de vapeur A est rapportée, ainsi que les deux couvercles.

Les tourillons sont maintenus par deux paliers E, solidaires du bâti de fondation K.

Le cylindre étant oscillant, la vapeur ne peut pénétrer dans le cylindre et en sortir que par les tourillons, seuls organes dont les axes ne se déplacent pas. Comme ils sont toutefois soumis à un mouvement partiel et alternatif de rotation, leur liaison avec les tuyaux de vapeur ne peut être rigide ; elle est effectuée à l'aide de deux presse-étoupes visibles en P et P'.

L'entraînement du cylindre, dans son oscillation, étant déterminé par le mouvement transversal de la tige du piston, il est nécessaire que le frottement de cette dernière dans le presse-étoupes et la bague de fond vienne s'exercer sur une large surface, aussi la boîte à garniture est-elle très haute.

Les proportions des appareils des navires de guerre, cuirassés et croiseurs à grande vitesse, diffèrent notablement de celles adoptées pour les machines des cargo-boats et des paquebots, surtout en ce que, toutes choses égales d'ailleurs, la course est plus faible. La machine doit en effet présenter, si elle est à pilon, une hauteur assez faible pour se loger facilement sous un pont blindé et, si elle est horizontale, une faible longueur pour trouver place entre les deux arbres d'hélice — ces navires sont toujours maintenant à hélices jumelles — et dans des coques fines et étroites. En outre, ces appareils doivent offrir la plus grande légèreté compatible avec la sécurité, et, comme la vitesse de piston est très considérable, les orifices de vapeur, les tiroirs et leurs boîtes ont un volume considérable. Ces proportions particulières entraînent des dispositions spéciales de construction qui seules nous intéressent ici et dont les figures 59-60 représentant les cylindres d'une machine récente de croiseur très rapide, nous servira d'exemple.

Les trois cylindres sont indépendants, disposés verticalement et supportés, au-dessus de la plaque de fondation, par des colonnes en acier, entretoisées. Afin de rapprocher les axes du moyen et du grand cylindre, le tiroir de ce dernier a été reporté vers le dehors, en arrière, les brides des deux cylindres considérés arrivant presqu'en contact.

Les cylindres, on le voit, sont très aplatis et leurs parois, ainsi que celles des boîtes à tiroir, aussi minces que possible, sont consolidées de toutes parts au moyen de cloisons et de nervures visibles sur la figure où elles sont représentées en détail. Pour plus de légèreté, on n'a ajouté de chemise qu'au grand cylindre.

La disposition des conduits de vapeur est à noter. Ils présentent un grand volume et par conséquent une grande hauteur ; ils débouchent dans les couvercles et les fonds, échancrés pour leur livrer passage, disposition nécessaire pour diminuer les espaces morts, les plateaux venant épouser la forme du piston partout ailleurs que par le travers des orifices.

La figure 57 représente, en coupe longitudinale, le cylindre à haute pres-

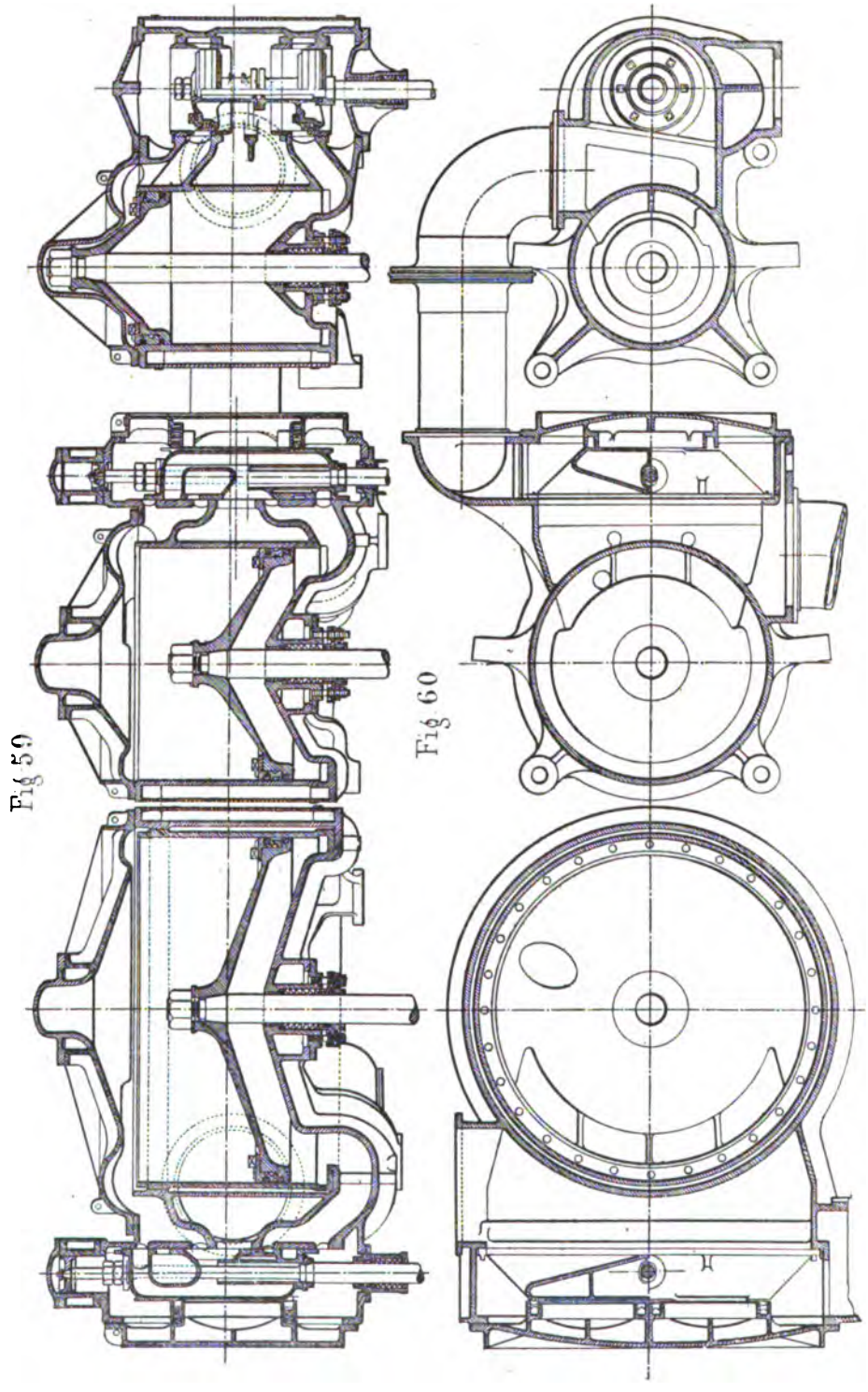


Fig. 59-60. — Cylindres d'une machine marine à triple expansion et à grande vitesse.

sion d'une machine de croiseur horizontale d'un type pour la première fois étudié par un constructeur anglais Marshall, et depuis fort répandu.

La boîte à tiroir, B, est cylindrique et venue de fonte avec le cylindre A

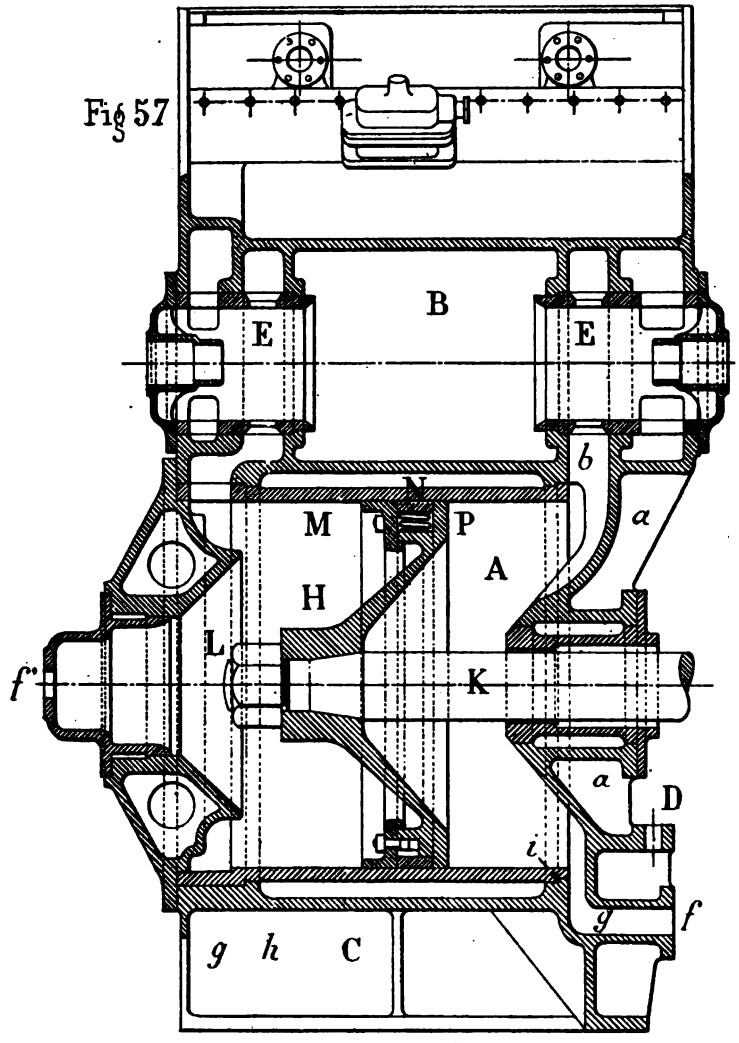


Fig. 57. — Cylindre d'une machine horizontale de croiseur, système Marshall.

au-dessus duquel elle est placée. Ce dernier repose sur le varangage par l'intérieur d'un patin C et se trouve relié aux paliers moteurs par les glissières qui viennent se boulonner en D et par des tirants obliques non indiqués sur la figure.

Le cylindre comporte une chemise rapportée et les glaces E du tiroir sont elles-mêmes constituées par deux chemises alésées.

Le piston, fort léger, à toile unique, est conique, ce qui explique la forme

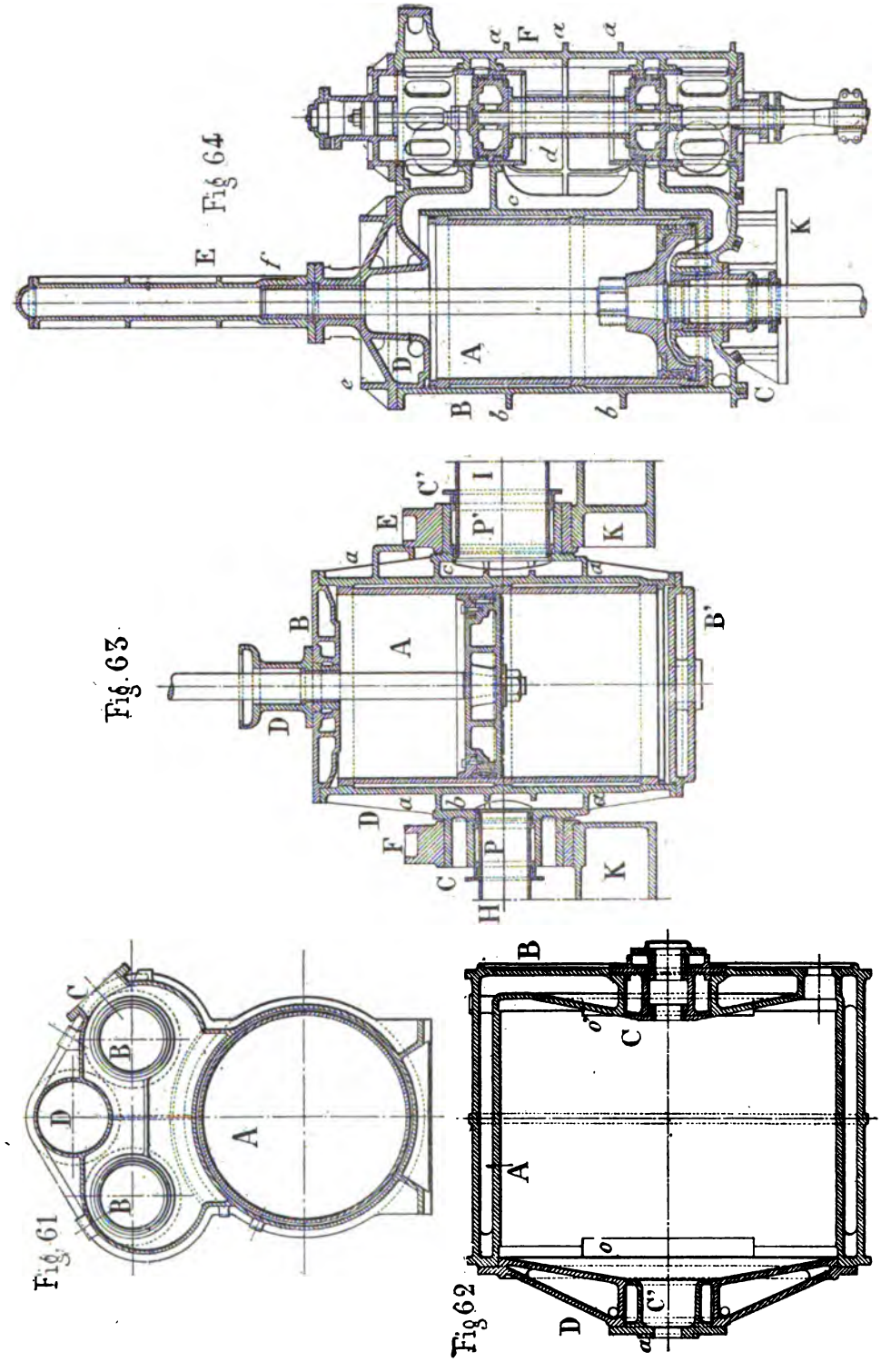


Fig. 61 à 64. — Cylindres de machines marines.

contournée du couvercle et du fond qui viennent épouser la sienne. Le couvercle est creux et porte en son centre un large bouchon de visite où vient se loger, à fond de course, l'écrou d'assemblage du piston sur sa tige. Le fond est à toile unique mais consolidé extérieurement par des nervures rayonnantes *a*, extérieures, et par la toile *b* placée au milieu du conduit de vapeur, intérieurement.

Les couvercles de la boîte à tiroir sont à noter pour leur forme spéciale et leur légèreté.

Le conduit *g* est destiné à établir la communication entre le cylindre, du côté de l'arbre, et la soupape de sûreté assemblée sur la bride circulaire *f*. Du côté opposé, la soupape de sûreté est placée en *f'*.

50. — Chemises intérieures des cylindres. — L'addition d'une chemise intérieure au cylindre des machines à vapeur n'est pas toujours une conséquence de l'adoption de l'enveloppe de vapeur dont on connaît les avantages thermiques. On la retrouve en effet sur des cylindres sans enveloppe de vapeur.

Il est difficile de fondre d'un seul jet un cylindre de grande dimension et quelque peu compliqué qui soit parfaitement sain. Or, si de légères piqûres dans le corps du cylindre ne compromettent pas sa solidité, elles peuvent entraîner de graves inconvénients quand elles se trouvent sur la surface intérieure que parcourt le piston. Elles rayeront les segments dont l'action aura tendance à élargir ces soufflures et à effriter l'intérieur du cylindre, il pourra en résulter des grippages et une usure rapide pour ne rien dire des fuites qui auront lieu autour du piston.

En outre, les nécessités de la coulée exigent l'emploi, pour les parties qui ne sont pas d'une grande simplicité, d'une fonte assez douce et ayant la propriété de rester plus fluide et de mieux se mouler que les fontes dures. Or cette fonte douce s'use rapidement sous l'action du piston et il faut procéder à des réalésages fréquents. Il y a donc intérêt à soumettre au mouvement du piston une surface plus dure, susceptible de prendre et de conserver un beau poli, et ne donnant lieu qu'à une usure inappréciable. C'est pourquoi on rajoute le plus souvent, surtout dans les grandes machines, une chemise intérieure qui n'est en somme qu'un cylindre géométrique et que la grande simplicité de sa forme permet d'exécuter en fonte dure à grain serré.

On a quelquefois, surtout dans la marine britannique, fait emploi de chemises en acier comprimé de Whitworth. C'est là une pratique coûteuse et qui n'a d'autre avantage que de permettre une réduction d'épaisseur. La fonte donne un meilleur frottement et il n'est pas recommandable d'employer pour la chemise un métal différent de celui qui constitue le corps du cylindre à cause de la différence des coefficients de dilatation.

Les chemises doivent donc se faire en fonte à grain très fin. On peut en augmenter la dureté au moyen de certains mélanges ou même par l'addition d'une certaine quantité d'acier. Cette dureté ne doit pas néanmoins dépasser le degré au-delà duquel elle cesserait d'être travaillée couramment par les outils d'ajustage.

L'assemblage et la fixation de la chemise sur le cylindre peuvent se faire de différentes façons.

Le système le plus recommandable pour les machines à tiroir et le plus employé dans la marine est représenté fig. 65 où le cylindre est en B et la chemise en A, en coupe. La chemise se termine, à la partie inférieure, par une embase circulaire formant latéralement saillie sur la génératrice extérieure, tournée et ajustée suivant le contour *cd* et *ef*. La partie correspondante du cylindre, où l'extrémité de la chemise vient s'ajuster, présente un contour analogue alésé sur la face *cd* et tournée sur la face *de*. La chemise est fixée au cylindre par une série de vis K et quelquefois par des prisonniers vissés dans le cylindre. Les vis ou les écrous des prisonniers doivent être en bronze afin qu'ils ne se corrodent pas sous l'action de la vapeur et puissent se démonter.

Il est de toute importance que les vis ou écrous, fixant la chemise à sa partie inférieure, ne puissent se desserrer et tomber sous le piston, ce qui amènerait infailliblement une rupture de ce dernier ou du fond. A cet effet, on ménage une petite saignée contre la tête de la vis dans laquelle on vient mater celle-ci.

L'étanchéité du joint *ed* est assurée par l'interposition d'une mince couche de minium. La partie supérieure E de la chemise est formée par un bossage circulaire, tourné extérieurement et qui vient en contact avec une saillie analogue, alésée, que porte le cylindre.

L'étanchéité du joint est assurée par un bourrage de métal mou (plomb ou cuivre), maté dans la gorge G. Quand le cylindre présente une grande hauteur on consolide le tout en établissant vers le milieu, un portage au moyen d'un bossage pratiqué à l'extérieur de la chemise et à l'intérieur du cylindre et dont les faces de contact sont ajustées. Quand l'enveloppe est à circulation de vapeur, on pratique de distance en distance des cannelures longitudinales dans les bossages afin d'assurer la communication entre les deux parties de l'enveloppe.

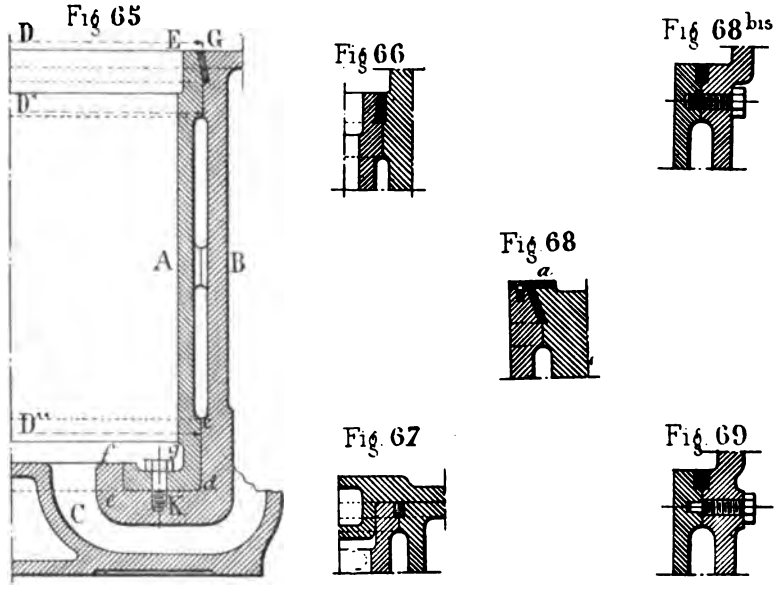
On trouvera des applications de chemises ainsi rapportées aux cylindres représentés fig. 40, 51, 53.

Afin de pouvoir opérer le montage de la chemise, il faut que le diamètre D soit légèrement supérieur au diamètre D′ et ce dernier au diamètre D.

L'inconvénient de ce mode d'assemblage est que le conduit de vapeur C situé du côté du fond est obligé de contourner la bride inférieure de la che-

mise, et la partie du cylindre sur laquelle elle s'assemble. Il en résulte une augmentation de l'espace mort qui rend cette disposition à peu près inapplicable aux machines Corliss et à ses dérivées.

Le joint fait en G comme nous venons de le dire n'est pas à dilatation à cause de la double queue d'aronde. Cela peut avoir certains inconvénients si le coefficient de dilatation du métal composant la chemise est notablement



différent de celui du cylindre, aussi donne-t-on souvent à ces joints la forme représentée fig. 66, 67; la face du cylindre doit être alors tournée, le bourrage suivant les mouvements de l'enveloppe.

Dans les joints à dilatation, il arrive souvent que l'on opère le bourrage avec un métal extrêmement mou ou même avec des tresses enduites de minium et de céruse ou avec de l'amiante (fig. 68). Pour maintenir un pareil joint et empêcher qu'il ne soit rapidement désagrégé sous l'action du courant de vapeur, on le recouvre alors d'une bague plate *a*, de section rectangulaire, en acier ou en cuivre. Afin d'assurer la libre dilatation de la chemise, la bague doit être fixée à cette dernière et jamais au cylindre. Cette fixation s'opère au moyen de petites vis *b*.

La meilleure disposition la plus propre à assurer l'étanchéité de la chemise consiste à ménager une gorge en queue d'aronde entre les faces du cylindre et de la chemise. On y introduit une bague en cuivre dont l'épaisseur est égale à la distance qui sépare ses deux arêtes les plus rapprochées. Cette bague présente une hauteur légèrement supérieure à celle de la rainure dans laquelle on l'engage ; on a préalablement tracé sur sa face

inférieure une petite rainure circulaire. Quand on vient, au marteau, forcer cette bague dans la gorge, elle s'ouvre à sa partie inférieure et vient ainsi épouser la forme de la queue d'aronde. On termine en matant la partie extérieure.

Dans beaucoup de machines marines et dans la plupart des machines fixes, on supprime la bride de la chemise et on l'assemble à ses deux extrémités comme nous venons de le voir, pour l'extrémité supérieure. On en trouvera un exemple fig. 39. Pour assurer la fixation de la chemise on remplit la gorge non plus avec un métal très mou, mais avec des bandes de fer ou d'acier soigneusement matées et qui créent un frottement généralement suffisant pour empêcher tout déplacement de la chemise. Néanmoins, pour plus de sécurité, les deux couvercles du cylindre viennent s'appuyer sur les extrémités de la chemise qu'ils maintiennent.

On fixe très souvent la chemise au moyen de vis entrées à mi-fer dans cette dernière et posées du dehors (fig. 68 bis). Il est plus prudent que ces vis ne soient pas filetées dans la partie pénétrant à l'intérieur de la chemise qui se termine simplement par un téton (fig. 69).

On trouvera une autre disposition figure 57. La chemise est ajustée sur le cylindre suivant un redan et bute en *i* sur le cylindre. L'étanchéité est assurée en ces deux points par l'interposition d'un peu de mastic. Dans l'autre sens la chemise est maintenue en place par le couvercle du cylindre. Elle est d'ailleurs entrée à frottement très dur.

La figure 38 représente une disposition très simple adoptée pour certaines machines Corliss dans lesquelles les deux distributeurs de chaque extrémité sont placés dans une boîte indépendante, rapportée, et formant en même temps supports de cylindre. L'examen de la figure sera plus explicite que toute description.

Dans le cylindre de machine Corliss horizontale, représenté en coupe longitudinale fig. 34, l'enveloppe de vapeur est constituée d'une manière toute spéciale et dont nous avons énuméré les avantages dans le paragraphe qui a trait aux cylindres. Le corps du cylindre B est venu de fonte avec les boîtes de distribution E et la chemise intérieure B′ avec les boîtes de distribution E′. Le serrage et l'étanchéité se font suivant les joints *aa* et *a′a′*.

Il paraît rationnel, du moment que l'on emploie une chemise intérieure, de faire circuler de la vapeur vive dans l'enveloppe ainsi constituée afin de profiter des avantages inhérents aux enveloppes de vapeur. On ne doit pas toutefois, quand il en est ainsi, donner à la partie libre de l'enveloppe une épaisseur inférieure à $25^m/^m$.

Quand la chemise n'a d'autre but que de permettre autour du cylindre une circulation de vapeur, on la fait venir de fonte avec le cylindre comme on le voit fig. 32 et 42. Cette pratique présente toutefois les inconvénients

signalés plus haut et complique singulièrement le moulage et la fonte des cylindres tout en compromettant leur fabrication. Aussi ne l'emploie-t-on que pour des cylindres de faible volume et de plus en plus rarement.

51. — Plateaux et couvercles de cylindres. — On sait qu'il est nécessaire de ménager dans le cylindre, au moins d'un côté, une ouverture ayant un diamètre légèrement supérieur à celui du piston afin que l'on puisse procéder à l'alésage, mettre le piston en place et le retirer de temps à autre pour le visiter. Nous avons vu que, quand on ne munit le cylindre que d'un seul couvercle mobile, ce dernier était toujours placé du côté opposé à l'arbre afin que l'on puisse, pour les visites, sortir le piston et sa tige sans démonter les glissières ou le bâti.

Le couvercle n'est donc en réalité qu'une porte étanche destinée à fermer le cylindre, il n'a aucun effort à transmettre et joue dans le fonctionnement de la machine un rôle essentiellement passif. Il n'en a pas moins une importance sérieuse et doit être étudié avec soin.

En principe, le couvercle ne doit être calculé qu'en vue de résister à la pression de la vapeur qui s'exerce sur sa face intérieure et on peut en calculer les éléments d'après la résistance des matériaux, sa couronne travaillant au cisaillement et ses faces à la flexion, en le considérant comme un solide encastré. Toutefois, en pratique, on ne saurait se fier au calcul seul qui donnerait généralement des échantillons trop faibles et il faut mieux en déterminer les épaisseurs en vue de répondre à certaines conditions pratiques, par exemple au travail de moulage et de fonderie. Nous avons donné dans un autre chapitre les règles permettant d'établir les épaisseurs des différentes parties du couvercle en fonction des autres éléments du cylindre suivant les différents cas qui peuvent se présenter.

On ne doit pas perdre de vue que les plateaux doivent être aussi légers que possible, car ils sont appelés à être fréquemment démontés à main d'homme et l'on doit faciliter leur maniement dans la limite du possible.

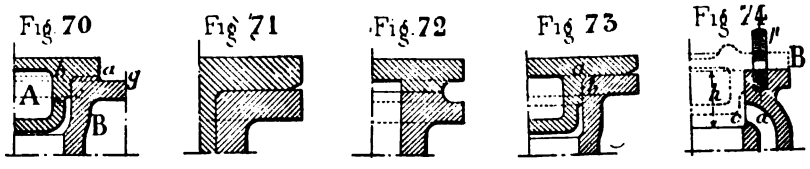
Le couvercle le plus rudimentaire, tel qu'on le trouve sur les petites machines, se compose simplement d'un disque en métal tourné, tout au moins sur les faces qui doivent s'ajuster sur les brides du cylindre figure 29. Un couvercle d'une pareille simplicité peut se confectionner en fer ou en acier, en le découpant simplement dans une tôle épaisse ou en le forgeant. Il peut être ainsi plus mince qu'en fonte et, par conséquent, plus léger.

La partie qui vient s'ajuster sur la bride du cylindre est exactement tournée et on pratique sur sa surface des stries concentriques de 1 à $2^{m}/^{m}$ de profondeur destinées à retenir le mastic ou le corps destiné à assurer l'étanchéité.

Le joint doit être aussi mince que possible, car il est alors plus facile à

tenir et on a moins à craindre une inégalité d'épaisseur qui obligerait le couvercle à prendre une certaine obliquité. Il forcerait ainsi sur ses prisonniers et, s'il comporte un presse-étoupes pour contretige de piston, l'axe de cette dernière ne serait plus exactement dans le prolongement de celui du cylindre, ce qui entraînerait un montage défectueux ayant pour résultat des échauffements et des grippages. Autrefois, on assurait l'étanchéité du joint du cylindre avec son plateau au moyen d'une couche de minium ou mieux d'un mastic composé d'un mélange de minium, de céruse et de filasse. Les joints ainsi constitués, étaient trop épais, se désagrégeaient au contact de la vapeur et empêchaient un montage rigoureux. Aujourd'hui, grâce à un meilleur ajustage, on peut se contenter de joints très minces effectués comme nous le verrons ailleurs. Souvent même, il suffit d'imprégner d'huile les deux surfaces de la bride et du couvercle qui viennent en contact et de serrer énergiquement le joint. On est certain, avec un tel procédé, que le couvercle est bien strictement perpendiculaire à l'axe du cylindre.

Le plateau n'a pas seulement pour but de fermer le cylindre, il doit encore être disposé de manière à remplir l'espace mort sans obstruer les lumières. A cet effet, il pénètre d'une certaine quantité dans le cylindre de manière à ne laisser, entre sa face intérieure et le piston, à bout de course, que le jeu strictement nécessaire au bon fonctionnement. La partie qui pénètre dans le cylindre doit être tournée extérieurement de façon à s'ajuster à frottement doux. La partie saillante du couvercle assure un montage correct du plateau et recouvre le joint de la bride, ce qui concourt à l'étanchéité en soustrayant le joint à l'action directe de la vapeur.



Quand le couvercle est très haut, la partie saillante n'est jamais tournée sur toute sa hauteur (fig. 70) afin surtout de diminuer la main-d'œuvre. La partie *bc* seule est tournée ; on diminue au-dessous le diamètre extérieur du couvercle profilé suivant *ced*.

Le joint du couvercle et de la bride doit être assez étroit pour que le portage s'effectue suivant toute sa surface. A cet effet on abat souvent l'arête extérieure de la bride comme fig. 71 ; d'autres fois, on pratique une gorge sur les deux brides du cylindre et du couvercle comme figure 72.

Le raccordement de la bride du couvercle et de la partie cylindrique ne peut se faire à angle vif non plus que celui du cylindre avec sa bride, sous

peine de voir les effets du retrait amener des ruptures de la pièce. Afin que le joint des brides soit opéré convenablement, on doit donner au congé du couvercle, *a*, un diamètre légèrement supérieur à celui du cylindre, *b*, de telle sorte qu'ils ne portent pas l'un sur l'autre dans l'arrondi, ce qui empêcherait le collage des brides (fig. 73).

Pour les raisons que nous avons expliquées plus haut il arrive presque toujours que la bride du cylindre se trouve à une distance assez considérable de l'arête terminant l'alésage du cylindre et que, pour éviter d'avoir des espaces morts exagérés, le couvercle doive pénétrer dans le cylindre d'une quantité presqu'égale à la hauteur de l'amorce, (fig. 74.) Le plateau prend alors la forme qu'on lui voit sur les figures 42 et 64. On ne peut dès lors le faire plein car on perdrait beaucoup de matière, et le couvercle aurait un poids exagéré ; en outre, il serait soumis à des effets de retrait susceptibles d'amener des ruptures. C'est pourquoi on donne au couvercle en tous ses points une épaisseur uniforme, un peu inférieure à celle des brides et il prend extérieurement une forme assez contournée, ses deux faces présentant sensiblement le même profil. Pour le consolider, on dispose alors des nervures rayonnantes *b* (fig. 42 et 48) au nombre de trois à dix suivant le diamètre et l'importance du couvercle. On est alors conduit, surtout pour les machines à pilon, à recouvrir le couvercle d'une enveloppe en tôle ou en bois, destinée à masquer les cavités pratiquées dans le couvercle et d'y éviter l'accumulation de l'huile et de la poussière (voir figure 42). Partant de là, la plupart des constructeurs trouvent plus rationnel de faire venir cette enveloppe extérieure de fonte avec le couvercle et de la faire concourir à la rigidité de l'ensemble (fig. 40). Les deux toiles du plateau sont alors réunies par des nervures rayonnantes et on peut diminuer leur épaisseur sans compromettre la solidité de l'ensemble. Dans l'immense majorité des grandes machines, fixes ou marines, les couvercles des cylindres sont creux (fig. 40, 51, 53, 54, etc.).

Dès lors, on en profite souvent pour envoyer à l'intérieur de ces couvercles une circulation de vapeur vive comme dans l'enveloppe du cylindre. Le couvercle du cylindre représenté figure 34 est ainsi disposé et se trouve alimenté de vapeur par l'orifice O communiquant avec l'enveloppe du cylindre ; la purge s'effectue en O'. Le plus souvent il n'existe pas de communication directe entre le couvercle et l'enveloppe, le premier est alimenté de vapeur par un petit tuyau extérieur.

Dans les machines Corliss-Farcot (fig. 37) les plateaux forment boîte à tiroir et portent les obturateurs.

La figure 50 représente, en coupe longitudinale, un plateau de machine fixe horizontale remarquable par sa grande hauteur. Il est à enveloppe de vapeur, celle-ci entrant en *a* et sortant en *a'*.

Les plateaux de cylindres des machines marines ne diffèrent pas matériel-

lement de ceux des machines fixes, ils sont surtout plus grands et plus hauts. On les fait rarement à toile unique ; quand il en est ainsi, on doit avoir soin, dans les machines pilon, d'ajuster à sa partie supérieure des secteurs en tôle striée s'ajustant dans des rainures pratiquées à la partie supérieure des nervures du plateau situées au dehors. La tôle striée a pour but de permettre au personnel de marcher sur les couvercles sans glisser.

Les couvercles représentés figure 40 peuvent être considérés comme représentant le type le plus généralement usité. Ces couvercles sont creux et la cloison supérieure est munie de stries venues de fonte pour la même raison que plus haut. Les brides *tt'* des plateaux sont dans le prolongement de la toile supérieure et le couvercle se projette tout entier au-dessous, cependant la cloison extérieure est légèrement conique pour suivre la forme du piston. Ces plateaux portent, en leur centre, une boîte à garniture pour la contre-tige, sur laquelle viennent se rattacher les nervures rayonnantes *b*, *b'*. Au-dessous de cette boîte, sur chaque plateau, se trouve une cavité cylindrique destinée au logement de l'écrou du piston à fond de course.

Une nervure circulaire consolide le couvercle à sa jonction avec sa bride. On doit éviter, en dessinant un plateau de cylindre, l'accumulation d'une trop grande épaisseur de matière en ce point, défaut commun à beaucoup de machines, et qui se traduit par des soufflures ou des ruptures dues au retrait. C'est pour l'éviter que l'on adopte aujourd'hui de préférence le genre de plateau représenté en coupe fig. 47 où la bride *d* est placée environ à mi-hauteur du plateau, ce qui n'entraîne aucune surépaisseur au point d'insertion de la bride sur le couvercle. D'ailleurs à ce point de vue, la meilleure disposition est celle de la figure 44 où le couvercle est en entier au-dessus de la bride, de forme simple et facile à exécuter. Elle n'est toutefois applicable qu'aux machines à marche lente ayant des orifices de faible hauteur. Dans les appareils à plus grande vitesse, il est nécessaire que le couvercle descende fort au-dessous de la bride pour remplir l'espace mort (fig. 51).

Comme on le voit fig. 47, les deux toiles du couvercle ne sont pas toujours parallèles, la toile inférieure épousant la forme du piston et la toile extérieure étant plate.

Les figures 44 et 45 représentent des couvercles de machines à grande vitesse, ayant une forme extrêmement conique semblable à celle du piston. Ils sont complètement en saillie sur leur bride ; aussi a-t-on dû y pratiquer des évidements *b* correspondant aux conduits de vapeur. L'examen de la figure 59, où l'on verra de semblables couvercles montés sur leurs cylindres, fera comprendre la raison de cette disposition motivée par la faible longueur des cylindres, les orifices débouchant entièrement dans les couvercles. Ces plateaux sont, on le voit, de formes très contournées.

On trouvera figure 57 un cylindre machine horizontale de croiseur qui présente une forme un peu différente.

Les plateaux des machines marines comportent le plus souvent, en leur centre, une boîte à étoupes pour la contre-tige (fig. 40, 44 à 47, etc.). Dans les machines de croiseurs et de cuirassés qui doivent se loger sous un pont blindé, on supprime, faute d'espace, les contre-tiges (fig. 59).

Les couvercles du grand et souvent du moyen cylindre sont munis de portes de visite G_1 (fig. 40). Ces portes doivent être d'un diamètre suffisant pour assurer le passage d'un homme. Elles permettent de visiter le piston et l'intérieur du cylindre sans démonter le plateau qui est d'une manœuvre difficile et ce qui nécessite le desserrage et le resserrage d'un grand nombre d'écrous.

Dans les machines sans contre-tiges, les portes sont placées au milieu du plateau et constituent intérieurement la chambre où vient se loger, à fond de course, le boulon du piston (fig. 57, 59).

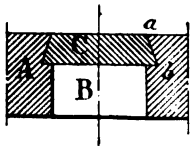
Ces couvercles sont également munis de soupapes de sûreté (fig. 46 et 47), destinées à éviter que les coups d'eau ne viennent briser le cylindre et sur lesquelles nous reviendrons ailleurs.

Le mastic ou l'enduit destiné à rendre étanche le joint du couvercle se durcit en service et adhère quelquefois si fortement aux deux surfaces qu'on ne saurait plus les séparer, d'autant plus que l'on a peu de prise sur les couvercles. Pour éviter les inconvénients qui peuvent résulter d'un semblable état de choses, on unit souvent les brides des plateaux de vis dites de décollage, se vissant dans le couvercle et s'appuyant sur la bride du cylindre. Une fois tous les écrous du plateau démontés, on fait tourner ces vis qui soulèvent le plateau et décollent le joint. On en dispose trois équidistantes ou quatre places aux extrémités de rayons à 90°.

Les couvercles et fonds de cylindres, les pistons quand ils sont creux, les enveloppes de cylindres venues de fonte et les boîtes diverses entièrement closes doivent être munis, outre des évents, de trous dits de fonderie servant à retirer le sable composant le noyau.

Autour de ces trous que l'on vient aléser en façonnant le cylindre on fait venir un bossage dont la face supérieure est dressée. On bouche ensuite définitivement ce trou au moyen d'une vis à tête hexagonale mais à embase circulaire. Le joint de la vis sur le couvercle doit être étanche si le couvercle est à enveloppe de vapeur; on interpose souvent sous la tête de la vis, de petites tresses imbibées de céruse et de minium.

Fig. 74 bis.



Ces vis ne sont pas sans inconvénient. Dans les pistons animés de mouvements alternatifs rapides, elles sont sujettes à se desserrer et à tomber. En outre, sous l'action de la vapeur elles se corrodent et le filetage s'oxyde.

Aussi certains constructeurs ont recours à une autre solution pour opérer l'obturation des trous de fonderie.

MM. Olry et Grandemange emploient le procédé représenté fig. 74 bis. La paroi du couvercle ou du piston est en A ; le trou de fonderie, représenté en B, est à sa partie supérieure, sur une certaine hauteur, alésé en queue d'aronde suivant le profil *ab*. On force au marteau dans la gorge ainsi tracée, un disque en cuivre rouge C qui vient en épouser la forme et assure l'étanchéité.

D'autres constructeurs emmanchent les bouchons de fonderie, en acier, à la presse hydraulique.

CHAPITRE V

LE BATI

Proportions et forme des bâtis. — Bâtis pour machines fixes, horizontales et verticales. — Différents types de bâtis à bayonnette. — Bâtis pour machines compound, pour appareils à grande vitesse. — Bâtis de machines marines.

52. — **Le Bâti** est l'organe qui sert à la fois de support et d'attache à la machine sur ses fondations, et de liaison rigide entre le cylindre et les paliers moteurs de manière à résister : aux efforts longitudinaux exercés alternativement par la pression de la vapeur sur les deux faces du piston, aux efforts transversaux développés par l'action oblique de la bielle motrice sur les glissières et aux efforts d'inertie. Le bâti a en outre pour but de supporter certains organes accessoires tels que les guides de tiges de tiroir, les régulateurs, etc.

Comme tous les organes qui, n'étant animés d'aucun mouvement propre, ayant un rôle uniquement passif et dont on a peu d'intérêt sauf dans quelques applications spéciales, à réduire le poids qui joue lui-même un rôle important pour combattre les efforts d'inertie et diminuer les trépidations, les bâtis se construisent entièrement en fonte. On ne fait exception à cette règle que pour les bâtis de quelques machines verticales à pilon, surtout dans la marine, pour lesquelles on recherche la légèreté et l'accessibilité des organes; les cylindres sont alors fréquemment supportés, au-dessus d'un massif en fonte ou en acier coulé, par des colonnettes en fer ou en acier forgé.

La fonte est en effet, dans l'espèce, le seul métal qui réunisse les conditions voulues pour la construction de pièces aussi volumineuses, lourdes et souvent de formes compliquées, dans des conditions satisfaisantes d'économie et de simplicité.

Le bâti constitue en réalité l'ossature de la machine, il doit être robuste,

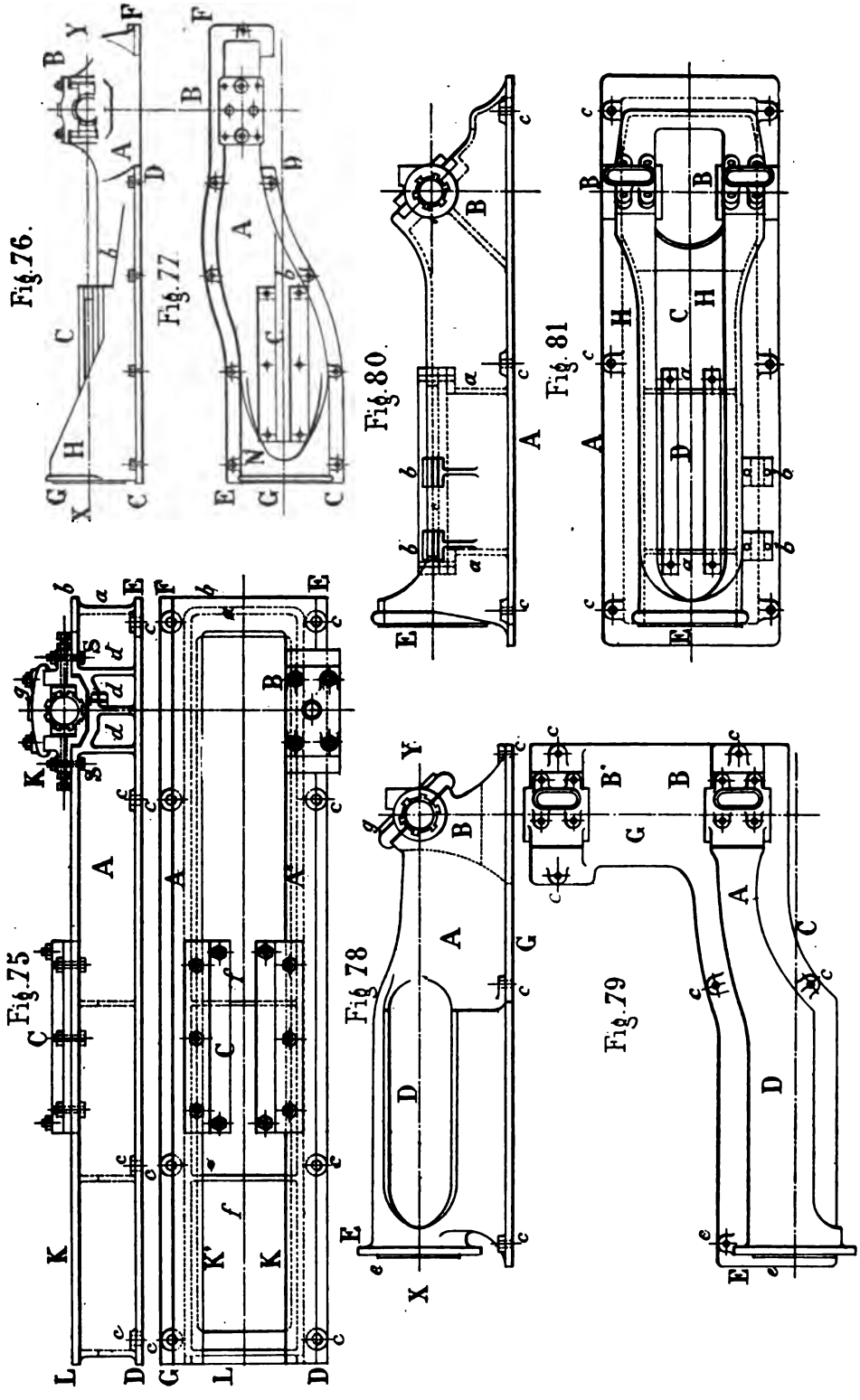


Fig. 75 à 81. — Bâtis de machines fixes.

rigide et absolument indéformable. Pour arriver à ce résultat, on est quelquefois conduit à lui donner un grand poids.

Les bâtis sont soumis à des efforts si variables et si mal définis, qu'il est à peu près impossible d'en calculer les échantillons même après investigation soigneuse. Aussi, doit-on se contenter des données de la pratique et de comparaisons avec des appareils existants. D'ailleurs, quand cet organe est suffisamment résistant pour recevoir les diverses attaches qui viennent s'y fixer, quand son épaisseur est assez grande pour satisfaire aux exigences du moulage et de la fonderie, il se trouve généralement assez robuste pour résister sans fatigue aux différents efforts auxquels il est soumis.

C'est généralement l'épaisseur des parois du cylindre qui peut servir de guide dans la détermination des échantillons du bâti. La première, *e*, étant prise comme unité, l'épaisseur des parois du bâti est généralement comprise en 0,75 *e* et 0,9 *e*; le coefficient de 0,8 paraît être le plus applicable dans la majorité des cas.

Autrefois, les bâtis se faisaient à nervures, en section à I ; aujourd'hui on les fait plutôt creux et en forme de boîte. On obtient ainsi une meilleure utilisation de la matière et les bâtis, ne présentant plus aucune saillie ni creux où puissent s'accumuler la graisse et la poussière, sont d'un aspect plus satisfaisant et d'un entretien plus facile.

Nous allons maintenant examiner avec quelque détail les formes de bâti les plus usitées.

MACHINES FIXES

53. — Machines horizontales. — La figure 75 représente, en élévation et en plan, le type de bâti généralement usité jusqu'il y a quelques années pour les machines fixes horizontales, auquel on préfère aujourd'hui le plus souvent le bâti du type *Corliss,* mais qui est encore en faveur auprès de quelques constructeurs.

Ce bâti, de forme rectangulaire, se compose d'un cadre plein constitué d'une âme verticale *a*, d'une aile horizontale L*b* qui l'arme à la partie supérieure et d'une aile DEFG, placée à sa partie inférieure qui lui sert d'attache sur le massif de fondation au moyen des huit boulons passant dans les trous *c*. Le palier moteur K, qui est quelquefois venu de fonte, est, dans le modèle choisi comme exemple, rapporté et encastré dans une cavité B du bâti où il est réglé au moyen de cales en fer et maintenu, par des boulons *s*. Le bâti est renforcé, au droit du palier, par les nervures extérieures verticales *d*. Les deux parois longitudinales, A et A′, du bâti sont reliées par deux entretoises intermédiaires *f*, venues de fonte.

Le cylindre, qui n'est pas figuré sur le dessin, repose par des pattes rabotées sur le dessus du bâti, en K; il y est maintenu de chaque côté, par

une rangée de boulons ; souvent on prévient tout déplacement longitudinal du cylindre en faisant venir de fonte, avec l'aile supérieure du bâti, de petits épaulements entre lesquels viennent s'encastrer les pattes d'attache du cylindre serrées à l'aide de cales en fer, transversales. De cette façon, les boulons de fixation du cylindre ne travaillent pas au cisaillement sous l'action de la pression exercée par la vapeur sur le piston. Le cylindre est placé horizontalement de telle sorte que son axe se trouve très exactement dans le plan horizontal passant par l'axe du palier. La partie inférieure du cylindre et de ses collerettes descendent entre les deux parois longitudinales du bâti DE et GF.

Les glissières C sont fixées au moyen de trois boulons chacune à la partie supérieure du bâti.

La face latérale du bâti est échancrée en L pour faciliter le démontage du couvercle du cylindre.

La face inférieure du bâti doit être rabotée et dressée de manière à porter entièrement sur les fondations, elles-mêmes bien nivelées à leur partie supérieure. On complète d'ailleurs l'assemblage avec de minces cales en fer quand il y a lieu.

Les bâtis de cette forme, comportant quelques variantes, ont été à peu près uniquement employés jusqu'à il y a une vingtaine d'années.

Dans un genre de bâti très usité actuellement, le cylindre est fixé au bâti par son fond, et supporté, en porte-à-faux, à l'aide d'une rangée circulaire de boulons. On trouvera fig. 80, 81 une élévation et un plan d'un genre de bâti qui peut être considéré comme servant de transition entre l'ancien bâti et le bâti Corliss. Le cylindre est ajusté et fixé par son fond, soigneusement tourné sur le plateau E du bâti, également raboté. Ce mode d'assemblage du cylindre avec le bâti est d'une grande simplicité et permet de supprimer les pattes d'attache du cylindre. En outre comme l'embase de fixation du cylindre est tourné sur la machine même qui a servi à aléser le cylindre, on est certain qu'elle est parfaitement perpendiculaire à l'axe de ce dernier, ce qui assure un montage rigoureux.

Le bâti, creux, se compose d'une plaque de fondation A venue de fonte avec le bâti proprement dit et qui repose suivant toute sa longueur sur le massif de fondation auquel elle est reliée par les six boulons *c*. On voit que, grâce au dispositif adopté pour attacher le cylindre au bâti, ce dernier est beaucoup plus court que dans le cas précédent — aucune partie du cylindre ne reposant sur les fondations — ce qui diminue son prix et l'importance du massif de support. Le bâti proprement dit est composé de deux parois creuses verticales H qui se réunissent à l'avant pour former une partie cylindrique constituant le plateau E sur lequel on vient fixer le cylindre. A l'arrière, ces deux parois forment respectivement les paliers B et B'. La plaque de fondation est découpée entre ces derniers pour le passage de la tête de bielle. Les

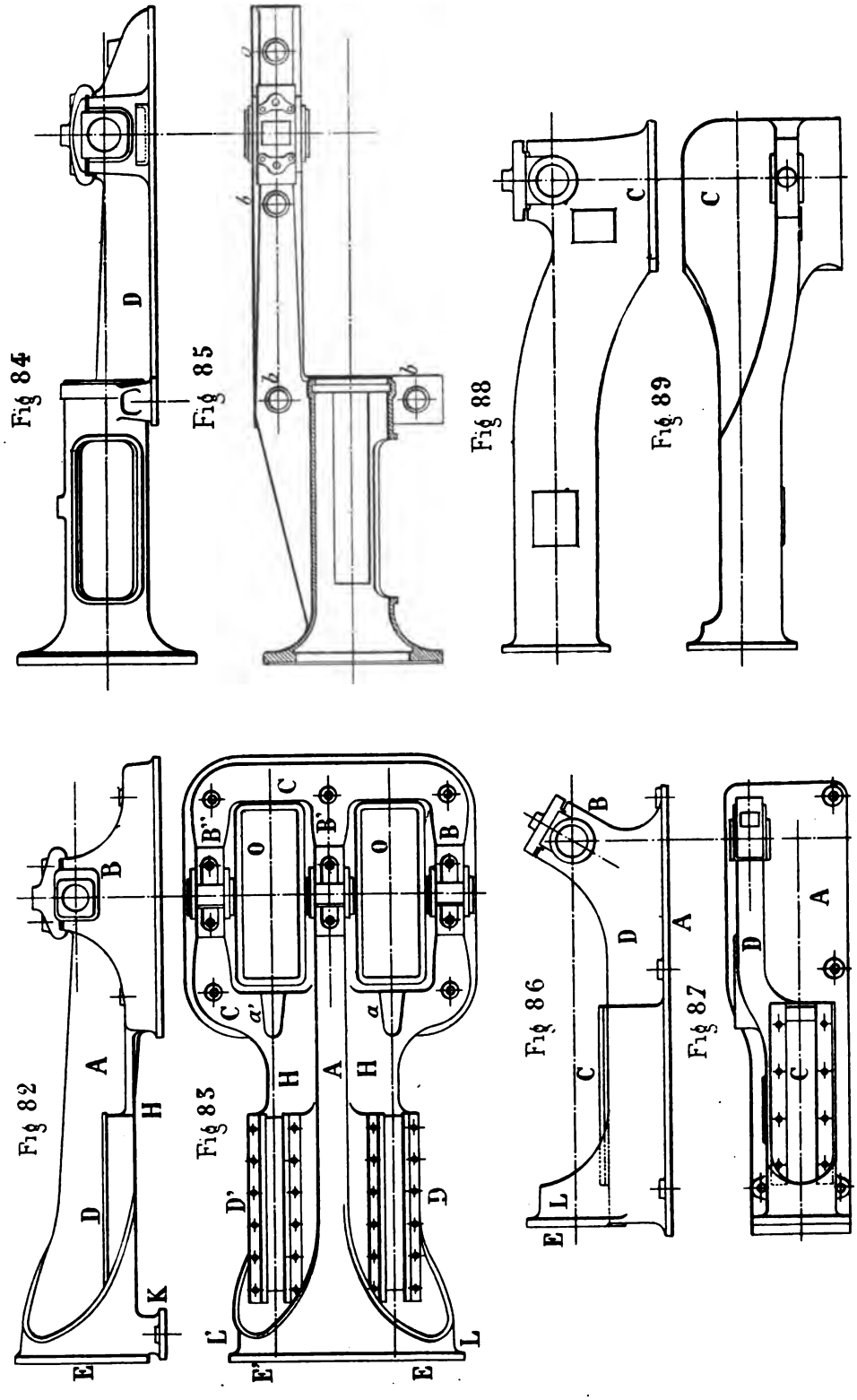


Fig. 82 à 89. — Bâtis de machines fixes.

glissières D sont rapportées et supportées entre les deux parois H au moyen de nervures en fonte *a*. On voit en *b* les guides de la tige de tiroir. La coupure du palier est disposée à 45 degrés, disposition dont nous verrons plus loin l'avantage. Ce bâti est destiné à une machine à vilbrequin.

On trouvera fig. 76 un bâti d'un genre analogue mais destiné à une machine ne comportant qu'une manivelle en porte-à-faux ; aussi est-il plus simple et plus léger. La plaque de fondation FCE également venue de fonte avec le bâti est, en plan, de forme assez contournée, disposition nécessaire afin que le palier soit relié aux glissières et au cylindre par une masse de fonte aussi peu considérable que possible.

Le corps A du bâti est creux et présente une section en U renversé. Il forme d'un côté le palier B et de l'autre, au moyen d'un raccord cylindrique H, la collerette G sur laquelle vient se fixer le cylindre. Il est évidé en *b* pour le passage de la bielle. Les glissières sont directement rapportées en C.

Ce bâti est fixé sur les fondations au moyen de boulons bien visibles sur la figure. On remarquera toutefois que la patte d'attache est coupée par le travers du palier pour livrer passage à la tête de bielle.

Un autre palier du même genre est représenté, en élévation et en plan, fig. 86, 87. Il se distingue du précédent par sa plus grande hauteur, ce qui a permis de ne pas entailler la patte d'attache A pour le passage de la bielle. Ce bâti comporte, venus de fonte, une plaque de fondation A, un palier B, un corps de bâti D de section en U renversé, et une patte d'attache E, destinée à recevoir le cylindre, consolidé par un raccord cylindrique L. Les glissières sont placées en C à la partie supérieure du corps de bâti D. La coupure du palier est en 45°. Ce bâti est de forme un peu plus simple et plus symétrique que le précédent, mais il est plus lourd.

On peut craindre, quand le second palier qui porte l'arbre est indépendant du bâti et placé sur un massif de fondation séparé, qu'il ne se produise des dénivellations ou tout au moins que l'on ne rencontre des difficultés de montage. C'est pourquoi certains constructeurs se sont efforcés de faire venir les deux paliers de fonte avec le bâti, l'ajustage et le montage de la machine devenant tout à fait indépendants des fondations. La machine peut être entièrement montée à l'atelier et mise en place sans soins particuliers. C'est un des avantages que présente le bâti à vilbrequin décrit ci-dessus et représenté fig. 80, 81. Certains constructeurs préfèrent la disposition représentée fig. 78-79. La manivelle est en porte-à-faux, mais le second palier B′ est venu de fonte avec la plaque G.

Ces dispositions ont toutefois l'inconvénient d'exiger que le volant soit en porte-à-faux, à moins que l'on adopte un troisième palier extérieur, ce qui leur enlève toute raison d'être. Aussi ne sont-elles applicables qu'aux petites machines.

Fig. 90

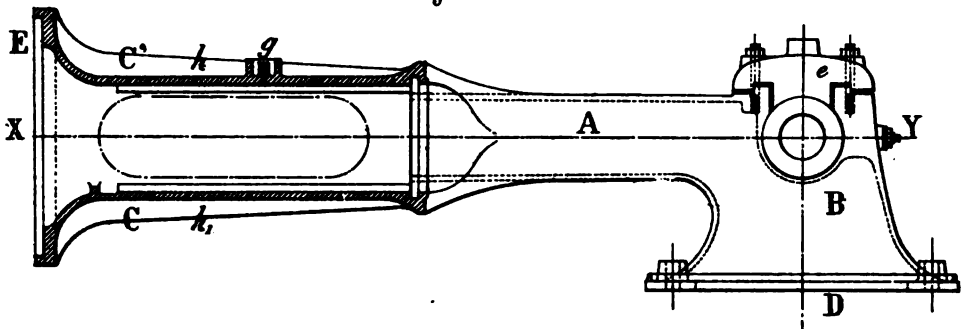


Fig. 91.

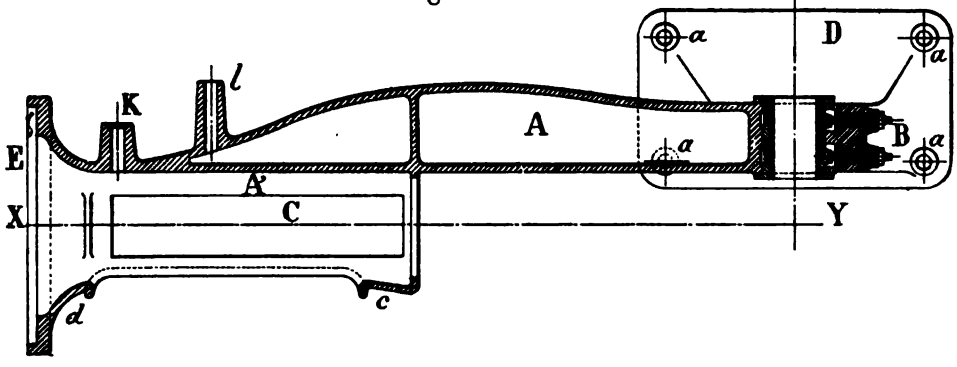


Fig. 92

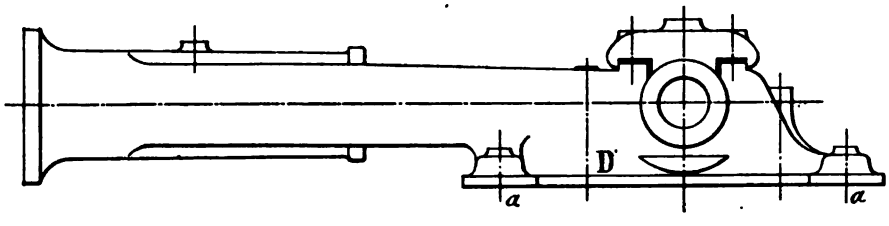


Fig. 90 à 92. — Bâtis Corliss.

Nous arrivons maintenant à la description du bâti genre Corliss, le plus usité actuellement, et qui s'applique aussi bien aux machines de force moyenne, depuis trente chevaux, qu'aux appareils les plus puissants que l'on construise.

Ce genre de bâti, que l'on applique aux machines de toutes classes, a été introduit pour la première fois, vers 1860, par M. Corliss, mais ne s'est réellement répandu en Europe qu'après l'Exposition de 1867. Il ne s'est même généralisé d'une manière à peu près complète que depuis une quinzaine d'années, les Expositions de 1878 et de 1889 ayant successivement montré les progrès réalisés sous ce rapport.

Le bâti Corliss n'est en réalité qu'une entretoise rigide portant les glissières et reliant, d'une manière logique et complète, le palier et le cylindre qui reposent l'un et l'autre, séparément, sur le massif de fondation.

Grâce à sa disposition ingénieuse et logique, ce bâti réunit les conditions permettant de combiner la rigidité et la résistance avec le moindre poids et la construction la plus économique.

Le *Bâti Corliss* ou à *Bayonnette* du type le plus simple est représenté figures 90-91. Il se compose d'une seule pièce de fonte comprenant un palier B, creux et en forme de cloche rectangulaire reposant sur les fondations par un patin D comportant quatre boulons d'attache *a*. Ce patin est rattaché aux glissières C et C′ solidaires du plateau E qui sert d'attache au cylindre par une entretoise creuse A, de section rectangulaire, et présentant en plan une forme particulière adaptée aux conditions de résistance et permettant de relier directement le palier au cylindre.

Le fond du cylindre vient s'ajuster dans la collerette tournée *b*, il y est maintenu par une rangée circulaire de prisonniers.

Comme on le voit, les glissières sont formées par une partie cylindrique A′, concentrique au cylindre, qui les relie entre elles et les rattache à la partie A. Cette pièce A′ est évidée sur le devant, en *da*, comme on le voit figure 91 afin de rendre la crosse accessible du dehors. Dès lors, de ce côté, les glissières sont reliées entre elles, verticalement par les deux portions de cylindre *c* et *d* ; elles sont en outre consolidées longitudinalement par les nervures *h* et h_1 (fig. 90), et rattachées à la partie E par deux congés de grand diamètre, circulaires.

La partie A, au lieu d'être creuse et de section rectangulaire, peut être pleine, en section à double T (fig. 210). Les glissières C et C′ de section circulaire sont généralement d'un rayon différent de celui du cylindre. Beaucoup de constructeurs adoptent les glissières cylindriques concentriques au cylindre (fig. 207), ce qui permet de les aléser ensemble sur l'outil même qui sert à dresser la face d'attache E du cylindre. On assure ainsi leur

parallélisme et la direction de leur axe qui est nécessairement perpendiculaire à la face E. Toutefois, ce genre de glissière a l'inconvénient de ne pas s'opposer à tout mouvement de rotation de la crosse et de la tige du piston autour de leur axe horizontal, ce qui peut amener des coincements de la tête de bielle sur son maneton. Le plus souvent, dans les machines Corliss, les glissières ont une section en V (fig. 210), et sont dressées non plus à l'alésoir ou au tour, mais à la raboteuse.

Les glissières en V permettent de rattraper le jeu aussi bien transversalement que verticalement, mais, d'autre part, elles sont d'un ajustage plus dispendieux que les glissières rondes et ne retiennent pas aussi bien les matières lubréfiantes que les glissières plates (fig. 209).

Les glissières cylindriques, dont le dressage, nous venons de le voir est le plus économique, offrent un inconvénient qui les a fait abandonner par certains constructeurs. Quand on construit plusieurs séries de machines, il est intéressant d'avoir autant que possible le plus grand nombre de pièces communes interchangeables. Il arrive en effet que l'on soit amené à fournir des appareils comportant des cylindres de même diamètre, mais de course différente, particulièrement en ce qui concerne les machines Corliss, qui, pour les mêmes puissances, suivant qu'elles sont mono-cylindres ou compound, comportent des cylindres différents tandis que les bâtis et toutes les pièces du mécanisme sont identiques. Il peut être par conséquent désirable que les crosses des tiges de piston soient semblables pour les deux types. Or, l'écartement des glissières doit être suffisant pour permettre le passage de la bielle dans celles de ces machines qui ont la plus grande course ; la hauteur des crosses sera donc déterminée. Il en résulte que l'on est obligé, avec les glissières cylindriques, d'écarter de l'axe la partie du bâti formant entretoise entre le cylindre et le palier afin d'éviter le contact de l'outil pendant l'alésage. Cela amène à faire un bâti très encombrant, de forme disgracieuse et moins rationnelle. Aussi préfère-t-on souvent faire usage des glissières plates ou en V qui, pour un bâti donné, peuvent s'adapter à toutes les hauteurs de crosses.

Les glissières plates présentent, d'autre part, tellement d'avantages au point de vue du graissage et des facilités de l'ajustage, qu'on les préfère souvent aux glissières en V.

Dans un bâti représenté plus loin les glissières offrent chacune une surface demi-cylindrique et sont alésées à la fois à l'aide de deux barres spéciales. Elles sont d'un dressage plus facile que les glissières en V.

Comme accessoires du bâti, nous citerons les supports *n* et *l* destinés à recevoir les axes des différents organes de la distribution et le graisseur des glissières *g* (fig. 90-91).

On le voit, le bâti Corliss est très logique et présente un emploi judi-

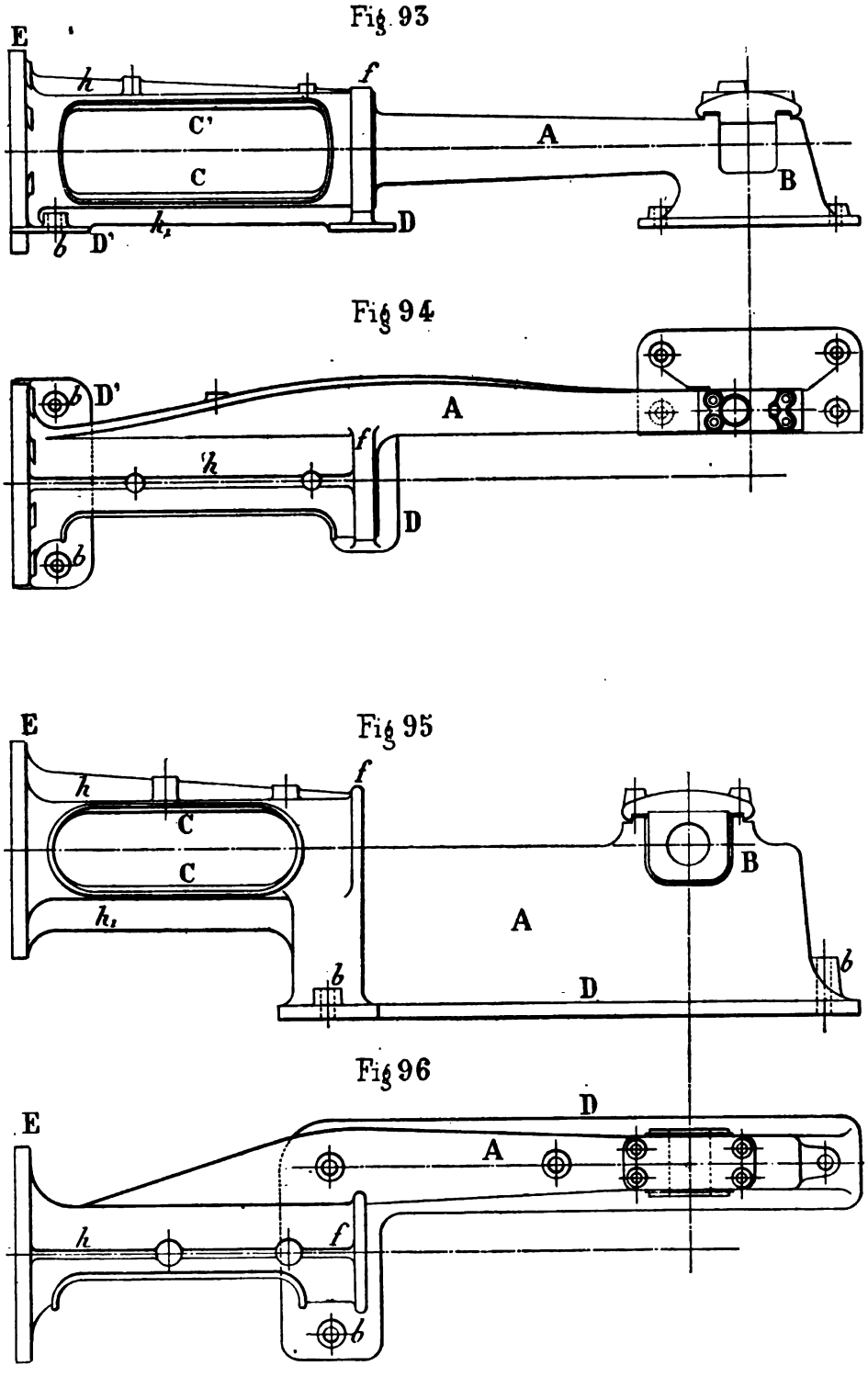


Fig. 93 à 96. — Bâtis dérivés du type Corliss.

cieux de la matière, il est d'une grande légèreté et d'une construction économique, car l'ajustage des différentes parties peut se faire entièrement à la machine avec la plus grande exactitude. Il peut présenter plusieurs variantes dont nous examinerons les principales.

La figure 92 représente la face postérieure d'un semblable bâti dans lequel, le massif de fondation s'élevant plus haut, le palier se trouve avoir une faible hauteur. Le patin d'attache D est toutefois plus long que dans le cas précédent, les boulons de fondation *a* ayant été reportés assez loin de part et d'autre du palier afin d'augmenter la stabilité du bâti.

Les figures 84-85 représentent une autre variante de cette disposition dans laquelle, pour alléger le bâti, on a prolongé aussi haut que possible le massif de fondation sur lequel le bâti repose suivant toute la longueur du palier et de l'entretoise au moyen d'un patin D. Il est fixé par quatre boulons *b* ; trois d'entre eux, placés dans l'axe transversal du palier, traversent toute la hauteur du bâti.

On trouvera figures 88-89 une disposition inverse dans laquelle le massif de fondation est assez bas pour que l'on puisse prolonger la patte d'attache du palier en C sans que la tête de bielle, dans son mouvement, ne vienne la toucher. On obtient ainsi un bâti très stable.

Le bâti représenté figures 93-94 en plan et en élévation, est destiné à une machine plus puissante. On a craint que le porte-à-faux du bâti ne soit excessif et on a supporté les glissières sur le massif de fondation au moyen des patins D et D'. La machine est ainsi supportée par le palier, par les patins des glissières et par le socle du cylindre. On perd ainsi un des avantages connus du bâti Corliss précédemment décrit qui permet de réduire les fondations à deux massifs de peu d'importance placés l'un sous le palier, l'autre sous le cylindre. Toutefois, nous le répétons, pour les machines puissantes, on n'ose pas se fier à deux points d'appui seulement.

On remarquera que le patin placé à l'arrière des glissières ne comporte pas de boulons d'attache, il repose simplement sur les fondations avec interposition, s'il est nécessaire, de coins en feuillard.

Dans la disposition des figures 97-98, il n'y a qu'un patin de support D placé à l'arrière des glissières. Ce genre de bâti s'applique surtout aux machines dans lesquelles le cylindre repose sur le massif de fondation par ses deux extrémités, comme dans le cylindre représenté figure 38. Quand il repose sur les fondations par l'intermédiaire d'un socle placé en son centre, comme fig. 39, on préfère la disposition des figures 93 et 99. On voit que, dans cette dernière, les glissières forment un massif important, A', qui se prolonge vers le bas sur toute sa longueur et repose sur les fondations par un patin longitudinal D et trois embases *b* munies de boulons d'attache.

Dans les machines puissantes, dont la force dépasse par exemple 400 à 500 chevaux, il est difficile de fondre le bâti d'une seule pièce ; on compliquerait ainsi l'opération du moulage tout en compromettant la réussite de la coulée ; le poids et la longueur du bâti rendraient en outre son transport et son montage fort difficiles. On le compose alors de deux pièces fig. 97, 98, l'une B formant le palier, l'autre A comportant l'entretoise intermédiaire et les glissières. Les deux parties sont réunies par deux brides placées suivant *cd* et réunies par une rangée de boulons placés du côté intérieur de la machine. Dans cet exemple en effet, le bâti, en section à I, est composé d'une âme verticale et de deux ailes horizontales *a* et *a'* reliées et consolidées, de distance en distance, par des nervures verticales *b*.

Dans l'exemple représenté figure 99 et 100, le corps du bâti est au contraire creux et de section rectangulaire. Aussi les deux parties sont reliées par une bride *cd* qui fait le tour du bâti et comporte des boulons sur les deux faces verticales. Cet assemblage est plus solide que le précédent. On remarquera aussi que, pour alléger le palier, on l'a évidé au centre et qu'il repose sur les fondations par deux patins L et L'. Le patin L' ne comporte pas de boulons de fondation.

Quelquefois, le patin d'attache est fixé directement sur le palier.

Certains constructeurs, exposés à construire des machines dans lesquelles la manivelle se trouve tantôt à droite, tantôt à gauche de l'axe du cylindre, ont tout intérêt à faire les bâtis à baïonnette en deux pièces. Le palier est absolument symétrique sans droite ni gauche. Il en est de même du bâti formant entretoise et glissières qu'il suffit alors de retourner de 180° avant de le boulonner, pour que, approprié à un genre de machine, il puisse s'adapter à l'autre. On pourra ainsi n'avoir qu'un genre de modèle pour les deux types d'appareils.

Le bâti Corliss a donné lieu à un grand nombre de variantes que nous ne pouvons citer toutes. Nous nous bornerons à renvoyer le lecteur aux figures 95, 96 qui ne sont autres que le dispositif de la figure 84 dans lequel le bâti de fondation est surbaissé. Le corps du bâti A devient très lourd. Il affecte en plan une forme en équerre et repose sur les fondations par un patin D sur toute sa longueur. Ce système, à cause de son poids et de sa stabilité, est surtout applicable aux machines à grande vitesse.

Au-delà d'une certaine puissance, les machines fixes compound, quand elles ne sont pas disposées en tandem, sont presque toujours jumelées ; les bâtis des deux cylindres sont identiques et ne présentent aucune disposition spéciale. Toutefois, pour les petites forces et les forces moyennes, on emploie souvent des bâtis spéciaux, d'une seule pièce de fonte, comportant les plateaux d'attache pour les cylindres et les paliers correspondant aux deux ma-

Fig 97

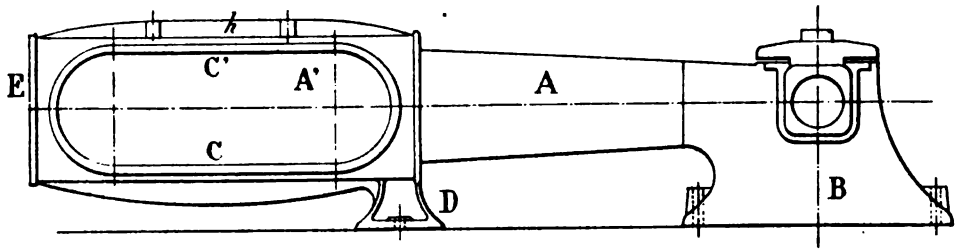


Fig. 98

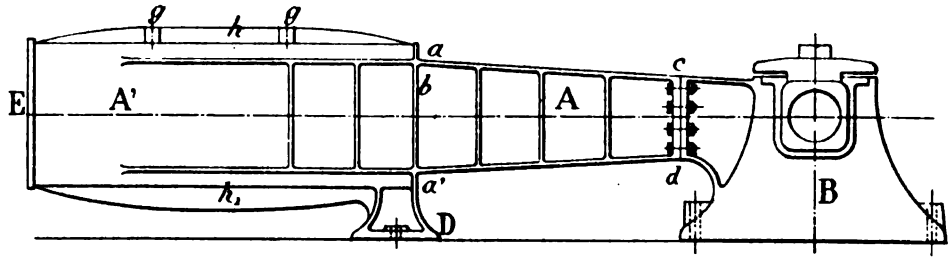


Fig. 99

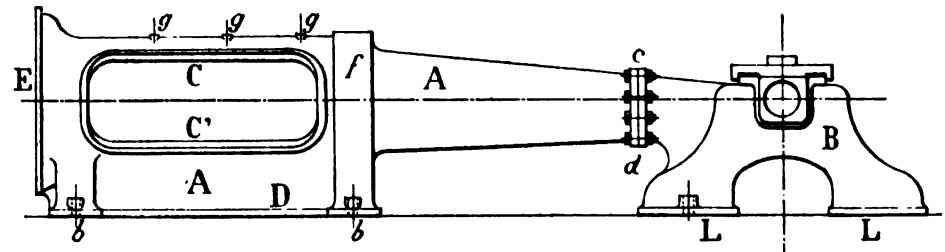


Fig. 100

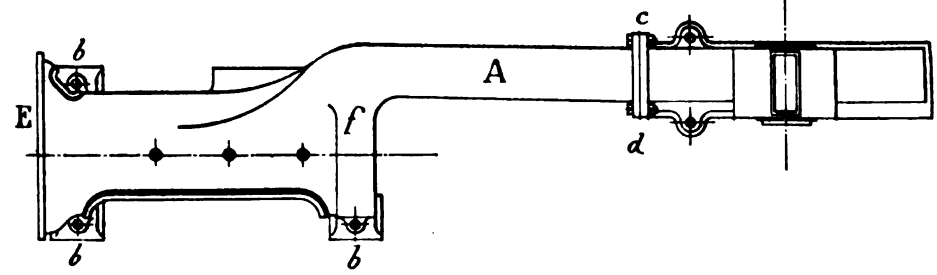


Fig. 97 à 100. — Bâtis dérivés du type Corliss.

nivelles. Nous donnons figures 82 et 83 un exemple d'un de ces bâtis remarquable par son élégance et sa disposition rationnelle. Il est destiné à une machine à vilbrequin, les deux manivelles opérant respectivement leurs révolutions dans les caissons O et O'.

Les trois paliers B, B', B'' sont reliés entre eux par un cadre en fonte C, creux et en section d'U renversé, qui repose sur les fondations par une double embase rabotée qui en fait le tour. Ils sont rattachés aux cylindres fixés, le petit sur le plateau E', le grand sur le plateau E, par une toile horizontale H consolidée par une nervure creuse A, également en section à U, qui se termine par deux parties cylindriqnes L et L' venant progressivement épouser la forme des plateaux E et E'.

Les glissières D et D' reposent sur la toile H, de part et d'autre de l'entretoise centrale A, elles sont donc parfaitement accessibles du dehors.

On voit en *a* et *a'* des encoches faites dans le cadre C pour le passage de bielles motrices.

Du côté des cylindres, le bâti repose sur les fondations par l'intermédiaire de patins K, disposition nécessaire puisque les cylindres sont en porte-à-faux.

Depuis quelques années les machines à grande vitesse se sont beaucoup répandues pour l'éclairage électrique.

L'augmentation de la vitesse de piston et des efforts dus aux effets de l'inertie a dû nécessiter quelques dispositions spéciales en vue de donner aux bâtis une stabilité aussi grande que possible et la solidité nécessaire pour qu'ils résistent, dans de bonnes conditions, aux efforts anormaux développés par l'inertie des organes alternatifs.

Ce sont surtout les Américains qui ont introduit les machines horizontales à grande vitesse Armington et Sims, Ide, etc. ; en Europe, et en France particulièrement, on préfère généralement les machines verticales.

On trouvera figures 101-102, un plan et une coupe longitudinale d'un bâti de machine à grande vitesse adopté par un constructeur américain bien connu. La manivelle, à vilbrequin, est comprise entre deux paliers B et B' reliés par une fourche à toiles creuses A et A' au massif D qui porte les glissières C et C'. Le fond du cylindre est emboîté sur le plateau E qui termine le bâti du côté opposé à la manivelle. Le dessous du bâti est creux et repose, par l'intermédiaire d'un patin rectangulaire G, sur un entablement en fonte également creux, H, lequel, à son tour, est fixé sur les fondations en maçonnerie par une embase K et les six boulons *a*. Un couvercle en fonte L recouvre et ferme complètement la boîte où se meuvent la bielle motrice et la crosse, évitant ainsi les projections d'huile et permettant un graissage abondant.

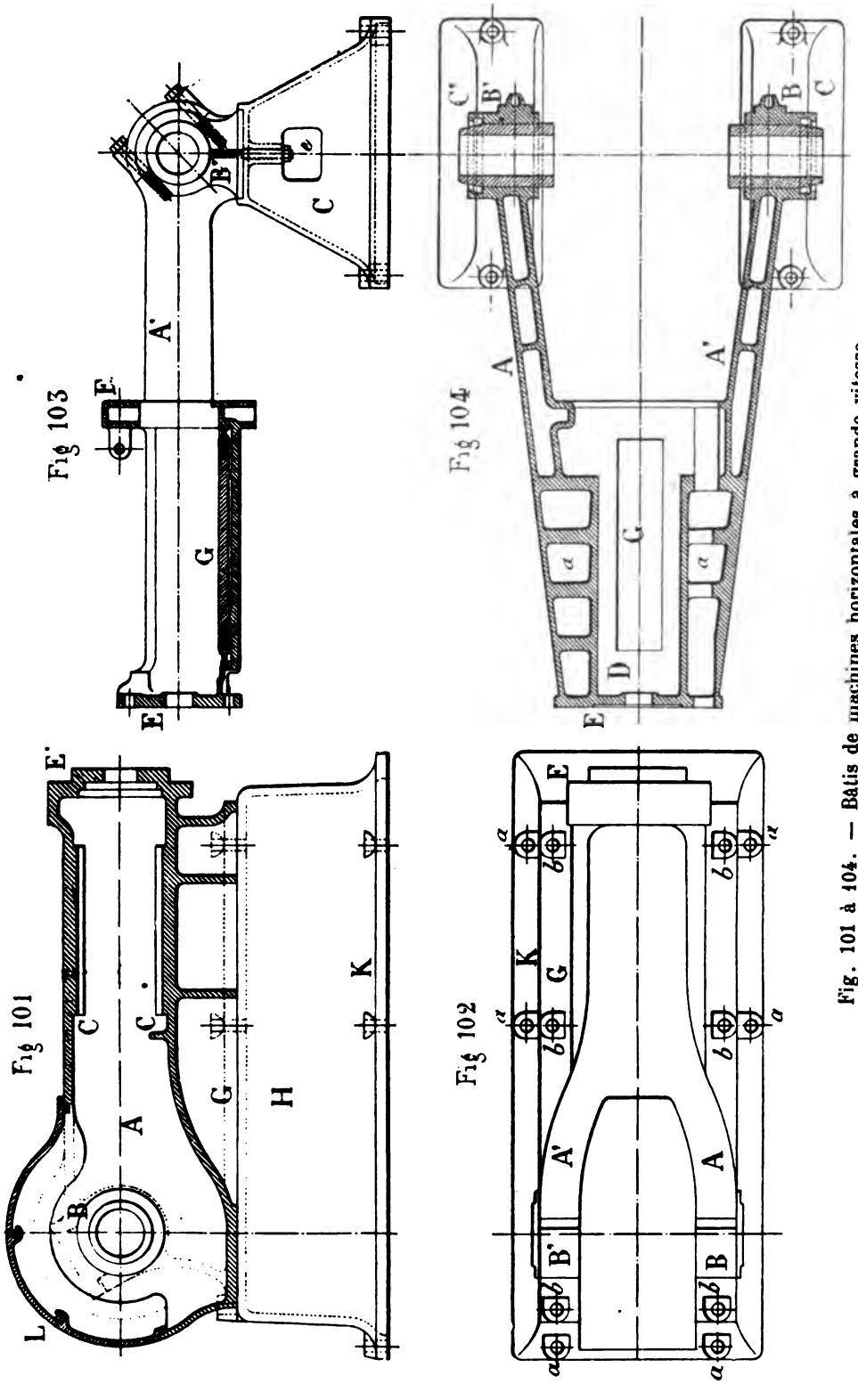


Fig. 101 à 104. — Bâtis de machines horizontales à grande vitesse.

Les bâtis représentés figures 76-78-81, et précédemment décrits, sont aussi applicables aux machines à grande vitesse.

Nous terminerons cette série de descriptions par celle d'un bâti, également américain, de la machine dite *straight-line* (à bâti rectiligne) (Fig. 103-104). Ce bâti se compose de deux flasques A et A', parfaitement rectilignes, creuses et divergentes, s'étendant entre le plateau arrière du cylindre qui se fixe en E et les deux paliers moteurs BB', transmettant aussi directement que possible les efforts longitudinaux de l'un de ces organes aux deux autres. Les paliers, à chapeau incliné, sont venus de fonte avec les flasques latérales, mais ils ont une très faible hauteur, et sont supportés chacun par un socle creux C et C', sur lesquels ils sont assemblés à emboîtement et auxquels ils sont fixés chacun par un boulon central *e*. Chacun de ces socles, en forme de cloche renversée, repose sur le massif de fondation par un large patin CC', comportant deux boulons d'attache.

Les deux flasques sont reliées, du côté du cylindre, par une toile horizontale transversale D sur laquelle est fixée la glissière G. Une entretoise creuse F, également venue de fonte, relie les branches A à leur partie supérieure.

Ce bâti est extrêmement léger et néanmoins robuste grâce à l'emploi judicieux de la matière. C'est en somme une appropriation du bâti Corliss à une machine à vilbrequin.

54. — Machines à pilon. — Nous insisterons peu sur les bâtis des machines fixes à pilon qui procèdent tous plus ou moins de ceux adoptés pour les machines marines et décrits plus loin. Nous ne donnerons que deux exemples empruntés à des machines à grande vitesse de faible puissance.

Le premier représenté fig. 105-106 appartient à une machine à grande vitesse construite par MM. Lecouteux et Garnier. Il est remarquable par son élégance et sa solidité.

Le bâti se compose d'une plaque de fondation rectangulaire, de section à U, évidée en son milieu, en O, pour le passage de la manivelle et qui porte venus de fonte les deux paliers BB' et les deux supports de cylindre HH'. Ceux-ci sont creux et de section rectangulaire. Comme ils sont placés dans le plan d'oscillation de la bielle, ils sont incurvés à leur partie inférieure pour le passage de cette dernière. Ils sont réunis à leur extrémité supérieure, par une partie cylindrique K qui sert de support au plateau E sur lequel le fond du cylindre vient s'ajuster à l'intérieur de la gorge *a*. Ce plateau est découpé en *c* pour le passage de la boîte du tiroir. Les glissières GG' sont venues de fonte avec les supports et sont dressées par alésage sur la même machine-outil. L'axe des glissières se trouve ainsi rigoureusement perpendiculaire au plateau du cylindre, et par conséquent dans le prolongement exact

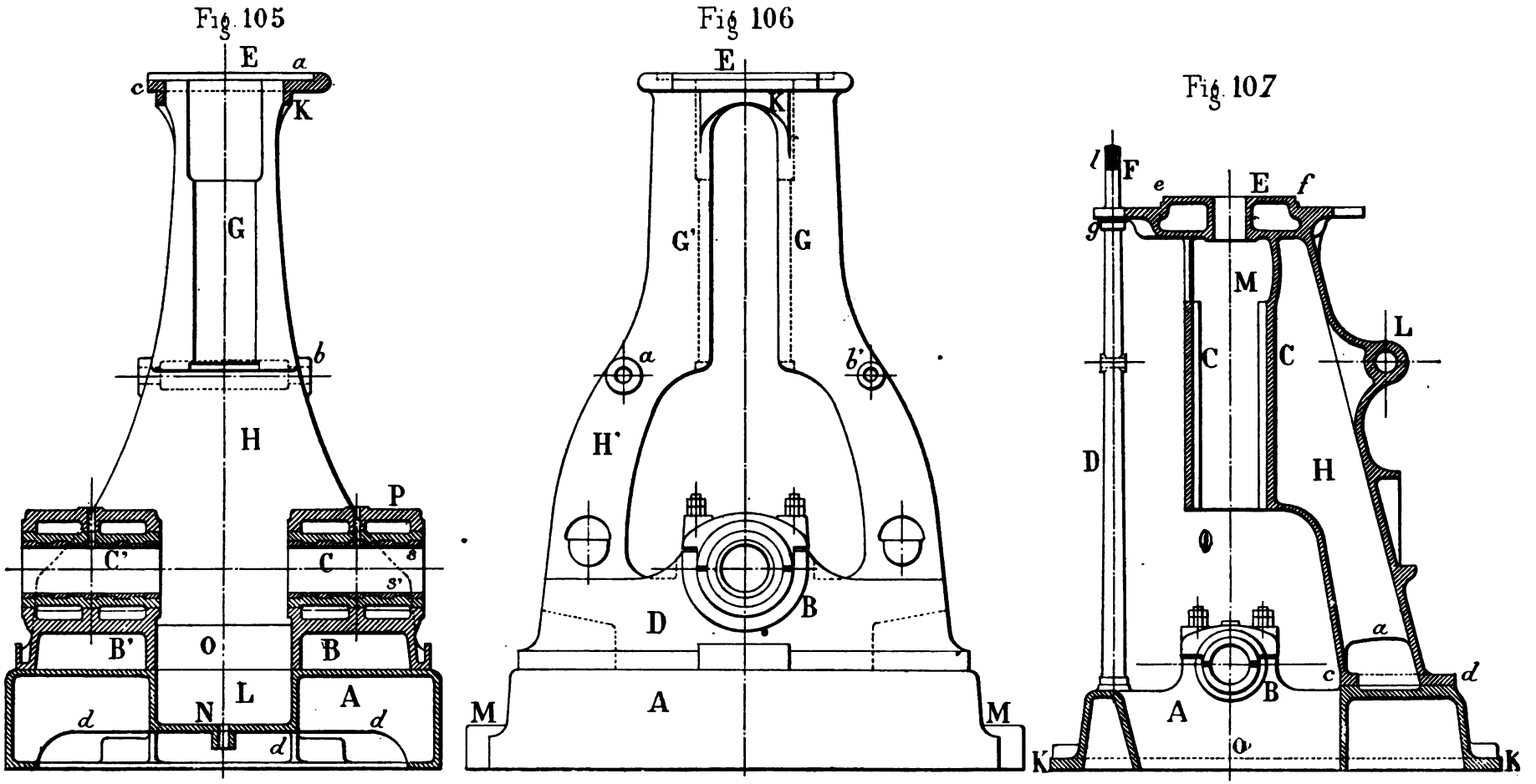


Fig. 105 à 107. — Bâtis de machines fixes à grande vitesse, à pilon

de l'axe de ce dernier. Les deux bossages *b* et *b'* sont destinés à recevoir, le premier l'arbre de commande du tiroir, le second le support de la tringle du papillon. Les paliers dont les coussinets sont en CC' sont d'une très grande longueur, comme il convient aux machines à grande vitesse. Ce bâti repose sur un entablement en fonte A, lui-même fixé aux fondations, creux et consolidé intérieurement par des nervures *d*. Il forme en L une cuvette destinée à recevoir l'huile ou l'eau d'arrosage et que l'on peut vider par un trou N. Ce socle est fixé aux fondations par quatre boulons d'angle qui traversent les bossages M.

Le second bâti, représenté en coupe transversale (fig. 107), appartient à un type dans lequel, pour dégager le devant de la machine et le rendre plus accessible, on remplace de ce côté le support en fonte par une colonnette. La plaque de fondation A, venue de fonte avec les paliers B, est également creuse et repose sur les fondations par les embases K qui en font le tour. Le milieu, en O, est évidé pour permettre le passage de la tête de bielle. Le support en fonte H du cylindre, également creux et consolidé par une nervure centrale *a*, repose par une bride *cd* sur un bossage dressé, de même forme, qui porte la plaque de fondation à sa partie supérieure. Il y est fixé par quatre boulons. Avec ce support qui se trouve placé dans le plan d'oscillation de la bielle sont venues de fonte les glissières G et G' réunies entre elles par une toile M, et le plateau E dont la face dressée *ef* reçoit, à emboîtage, le fond du cylindre ; ce plateau est creux et percé en son centre d'un orifice cylindrique pour le passage du presse-étoupe. De l'autre côté, le cylindre est supporté par une colonnette en acier poli *d* sur laquelle le plateau E repose au moyen d'une collerette *g*. L'extrémité de la colonnette se prolonge vers le haut en F et traverse un bossage venu de fonte avec le cylindre, non représenté sur la figure ; l'assemblage est terminé par un écrou qui se visse sur la partie filetée *l*. Le support de droite porte en L un œil destiné à recevoir l'arbre de commande du tiroir.

Ce dernier système de bâti se recommande surtout pour les machines à deux et à trois cylindres placés côte-à-côte, dans lesquelles les côtés du mécanisme qui se regardent seraient peu accessibles avec le type de bâti précédemment décrit. Ce dernier devra toutefois être préféré pour les machines à cylindre unique, surtout à grande vitesse, comme étant plus simple, moins dispendieux et plus robuste.

On n'a pas intérêt, dans les appareils fixes de ces types, à rechercher la légèreté comme dans les machines marines de la même classe, où la grande vitesse de piston n'est le plus souvent adoptée qu'en vue de diminuer le poids du moteur. Il vaut mieux rechercher à constituer des bâtis capables de résister aux efforts d'inertie sans être sujets à des vibrations excessives ou donner lieu à des trépidations, et en outre à diminuer la main-d'œuvre. C'est

pourquoi l'on rencontre si peu de machines fixes entièrement montées sur colonnes alors que ce type est aujourd'hui pour ainsi dire général en ce qui concerne les appareils de torpilleurs et même ceux des petits croiseurs.

Les trépidations sont non seulement une gêne surtout quand les moteurs sont placés près des lieux habités, mais elles sont encore la cause d'une rapide détérioration des machines et une source d'échauffements souvent graves. On ne peut guère les éviter qu'en donnant aux bâtis une masse qui paraît souvent excessive à ne considérer que les efforts statiques qu'ils ont à supporter.

MACHINES MARINES

55. — Machines à pilon. — Les bâtis des machines marines à pilon appartiennent en principe à quatre catégories principales :

1° Les supports des cylindres, des deux côtés de l'arbre, sont en fonte et creux ou à nervures. D'une part, ils sont venus de fonte avec le condenseur ou boulonnés à sa partie supérieure. Le condenseur forme alors partie intégrante du bâti. Les supports de droite et de gauche sont symétriques à leur partie supérieure et portent chacun une des faces des glissières. C'est le type le plus usité pour les grands navires de la marine du commerce.

2° Même disposition que ci-dessus en ce qui concerne le condenseur. Les supports, placés du côté opposé, sont plus légers et ne portent pas de glissières. Ce sont souvent même de simples colonnes en fonte ou en acier forgé. Cette disposition est adoptée pour beaucoup d'appareils de la marine marchande dont la puissance ne dépasse pas 2000 chevaux.

3° Le condenseur est complètement indépendant de la machine. Les supports des cylindres, en fonte ou en acier moulé, sont symétriques et portent tous des glissières. C'est un type fréquemment usité, dans la marine militaire et pour les machines de quelques paquebots à grande vitesse.

4° Le condenseur est complètement indépendant de la machine et les cylindres sont supportés des deux côtés par des colonnes en fer ou en acier forgés, solidement entretoisés en travers et dans le sens de la longueur. Les glissières sont rapportées. C'est le genre de bâti généralement employé pour les appareils de torpilleurs ou de petits croiseurs à grande vitesse, dans lesquels on recherche avant tout la légèreté.

Les bâtis de machines marines doivent être étudiés en vue de résister non seulement aux efforts intérieurs créés par l'action de la vapeur sur le piston ou par l'inertie des organes alternatifs, mais encore aux efforts extérieurs développés par le poids propre de l'appareil quand le navire s'incline sous l'action du tangage et surtout du roulis. Les plaques de fondation doivent donc être solidement attachées au carlingage sur lequel elles sont placées et les supports des cylindres devront, en conséquence, être calculés à la flexion.

A vrai dire, ce calcul ne se fait jamais que comme vérification. Quand même on s'y livre, l'observation de certaines règles pratiques et la comparaison, avec des appareils analogues déjà construits, servent presque toujours de guide à l'ingénieur.

Les bâtis de machines à pilon se composent toujours d'un massif, fixé à la partie basse et appelé *plaque de fondation*, qui sert de support à la machine et porte les paliers de l'arbre à manivelle. Dans l'immense majorité des cas, il y a deux paliers par manivelle, situés de part et d'autre de celles-ci. Ces plaques de fondation sont composées d'un nombre de pièces variables avec les dimensions de l'appareil, pour la facilité du moulage et du montage à bord.

La partie inférieure de cette plaque repose sur les arêtes supérieures des carlingues de machine, convenablement dressées. Elle doit y être fixée, au moyen de boulons, beaucoup plus solidement que les bâtis des machines fixes ne le sont sur leurs massifs de fondation, à cause des efforts développés par les mouvements du navire.

C'est à cette plaque de fondation que sont boulonnés les supports de cylindres constitués souvent d'un côté, nous l'avons vu, par le condenseur lui-même. C'est seulement dans les très petites machines destinées par exemple aux canots ou aux embarcations, que le bâti tout entier est venu de fonte d'une seule pièce.

Pour fixer les idées, nous avons choisi un certain nombre de bâtis typiques de chacune des catégories définies ci-dessus, dont on trouvera les dessins figures 108 à 126 et que nous décrirons à titre d'exemples.

Nous avons omis de faire figurer un genre de bâti aujourd'hui tombé en défaveur et qui, du reste, pour les machines marines n'a guère été usité qu'en France et par un seul constructeur, B. Normand. Nous voulons parler du bâti en A, dans lequel les deux supports de cylindre, au nombre de deux par cylindre, au lieu de se trouver comme dans les bâtis modernes, de part et d'autre de l'arbre, dans le plan d'oscillation de la bielle, étaient placés en travers, à cheval au-dessus de l'arbre, de chaque côté de la bielle. Ils portaient l'un et l'autre une glissière double et la tige du piston était guidée par une traverse assez longue terminée à ses deux extrémités par de petits coulisseaux.

Les figures 108 et 109 représentent en élévation et en vue latérale un bâti de machine marine à triple expansion à trois cylindres du type le plus employé pour les bâtiments du commerce, cargo-boats et paquebots, au-dessus de mille chevaux.

La plaque de fondation se compose de trois parties principales A, A′, A″, reliées du côté opposé au condenseur par les brides g, g', g''. Elles portent respectivement les paliers BB, B′B′, B″B″ situés deux par deux de chaque

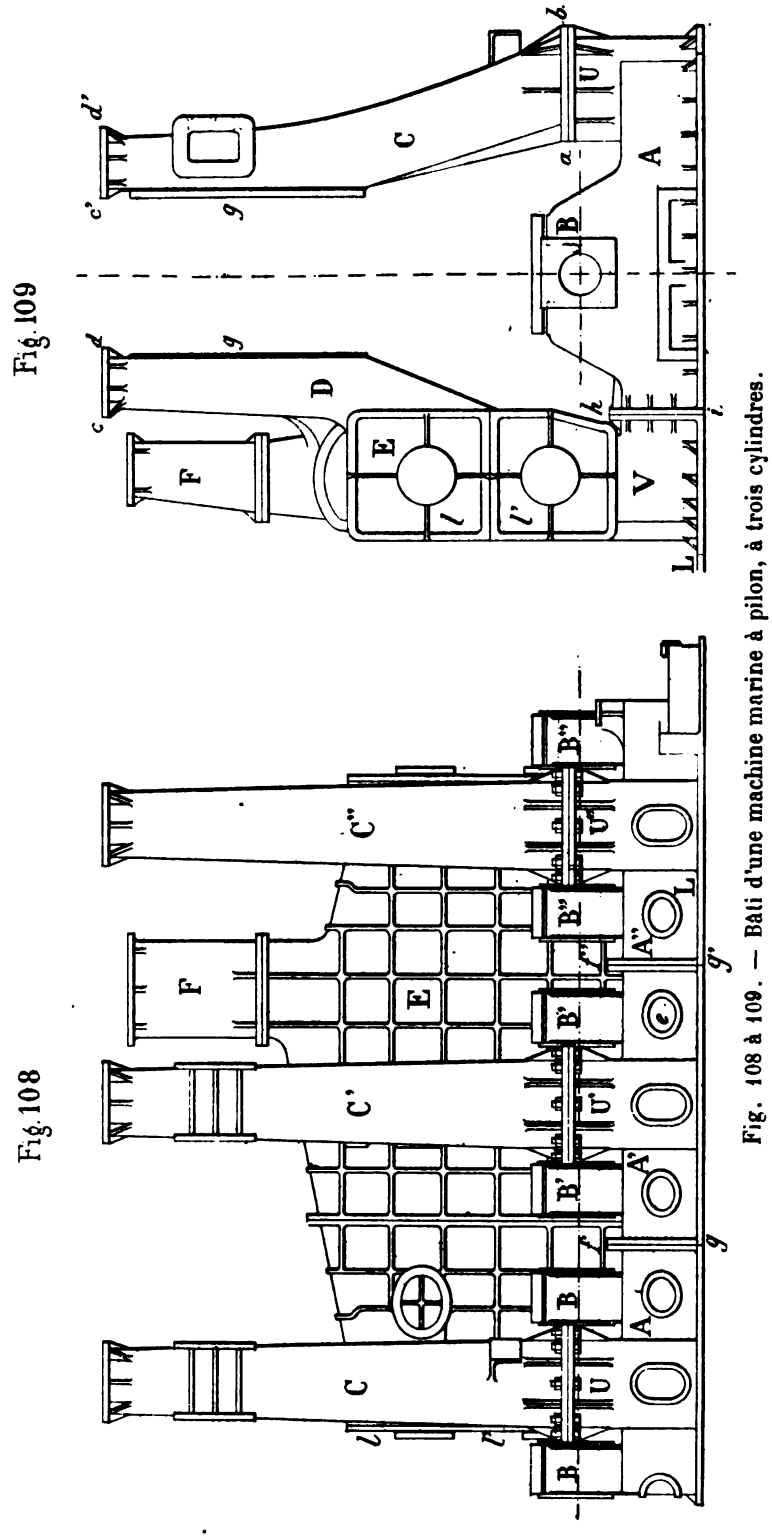


Fig. 108 à 109. — Bâti d'une machine marine à pilon, à trois cylindres.

côté des vilbrequins moteurs. Cette plaque de fondation est creuse et en forme d'U renversé, elle se fixe sur les carlingues et varangues de machine à l'aide d'une bride L.

Suivant la face longitudinale opposée, la plaque de fondation est constituée par la base V du condenseur E, laquelle porte des brides verticales *hi*, sur lesquelles viennent se boulonner les parties transversales du bâti constituant les paliers.

La plaque de fondation est ainsi, on le voit, constituée de plusieurs pièces de faible volume, ce qui rend leur moulage et leur transport plus faciles. Plus les machines sont puissantes et plus le fractionnement des organes devra être complet afin d'éviter les pièces de trop grand poids dont le montage est difficile. Ainsi, dans les machines de moyenne puissance, de 500 à 1.000 chevaux par exemple, le bâti de fondation est tout entier d'une seule pièce (voir fig. 118) sauf dans la partie qui correspond au condenseur ; encore, bien souvent, ce dernier est-il simplement boulonné sur la plaque et ne fait-il pas partie intégrante du bâti.

La plaque de fondation porte, par le travers de chaque cylindre, un socle qui sert d'attache et de support aux jambes de force des cylindres. Ces socles sont représentés en U, U', U'' (Fig. 108-109).

Les trois cylindres sont supportés chacun par deux pièces verticales en fonte, creuses. Celles qui se trouvent du côté opposé au condenseur sont désignées par les lettres C, C', C''. Elles sont reliées à la plaque de fondation par les embases à brides *ab*. De l'autre côté, les supports de cylindres, D, sont venus de fonte avec le condenseur et son entablement qui forment une des parois de la plaque de fondation.

Les cylindres reposent sur leurs supports par le moyen des brides *cd*, *c'd'*.

Les supports de cylindres forment en *gg'* les glissières des crosses de tiges de piston. Autant que possible, le sens de rotation de la machine doit être établi de telle sorte que, pour la marche en avant qui est l'allure normale, ce soient les glissières *g*, placées du côté du condenseur, qui travaillent. Le mécanicien se tient toujours en effet du côté opposé au condenseur et il est bon qu'il ait directement sous les yeux les glissières sur lesquelles se produit le frottement pendant l'allure normale, afin qu'il puisse contrôler l'état de leur surface sans quitter sa place.

Le condenseur est, on le voit, de section rectangulaire et consolidé extérieurement par de nombreuses nervures se coupant à angle droit. Il est muni à ses deux extrémités de portes *ll'*.

La vapeur d'échappement arrive au condenseur par le tuyau en fonte F.

Les figures 110 à 112 représentent un bâti du même genre, du type généralement adopté par les constructeurs de la Clyde et, à leur exemple, par beaucoup de chantiers du Continent.

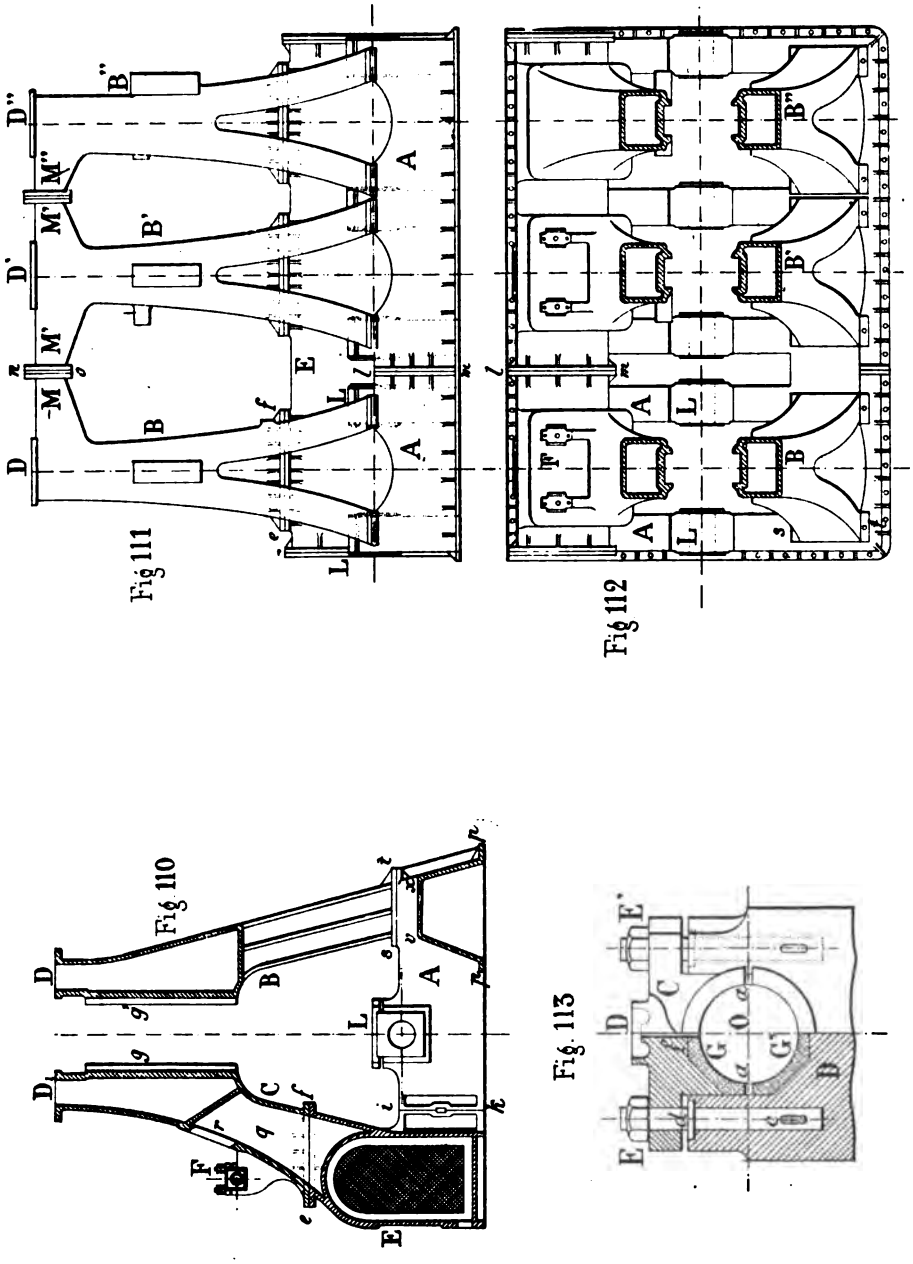


Fig. 110 à 112. — Bâtis de machines marines, à pilon. Fig. 113 — Palier.

La plaque de fondation, encore creuse et en section à U, est cette fois en deux pièces A et A' et de plus grande hauteur que dans le cas précédent. Le condenseur E forme une des faces longitudinales de la plaque de fondation. Il est également en deux pièces réunies par le joint *lm*. La partie supérieure du condenseur comporte trois brides *ef*, destinées à recevoir les supports de cylindres d'un côté. Ces supports C portent les glissières en *g*, l'autre face de chaque glissière se trouvant en *g'* sur le support opposé. Ils sont creux et celui qui correspond au grand cylindre sert à l'échappement de la vapeur au condenseur, par l'orifice *r* et la cavité *q*. Certains constructeurs font passer directement la vapeur d'échappement suivant toute la hauteur du support, mais c'est là une pratique peu recommandable, cette disposition ayant pour effet d'échauffer les glissières.

Du côté opposé au condenseur, les supports de cylindres se terminent, à leur partie inférieure, par une fourche bien visible sur l'élévation (fig. 111) et qui reposent sur la plaque de fondation par deux patins.

Ce genre de bâti est destiné à recevoir des cylindres indépendants ; aussi, pour entretoiser la machine dans le sens longitudinal, a-t-on réuni les supports B, B', B'', par des bras horizontaux MM', M'M'' boulonnés et réunis par les brides *no*.

Les supports du petit et du moyen cylindre portent en F les paliers destinés à recevoir les articulations des pompes à air.

Les figures 114 à 119 donnent les détails des différentes parties d'un bâti pour une machine compound de 500 à 1.000 chevaux.

La figure 114 donne la vue de profil des supports C du côté du condenseur E dont les portes sont en *d*. La base A' du condenseur continue la plaque de fondation, elle est creuse et reçoit en *a'* les eaux de condensation reprises par la pompe à air par le conduit K.

La figure 115 représente en élévation longitudinale, le condenseur composé de deux parties E et E' reliées par le joint étanche *ih*. Les deux supports de cylindres CC' sont venus de fonte avec chacune de ces parties.

Les quatre patins *c'c'* et *c''c''* servent d'attache aux parties transversales de la plaque de fondation BB et B'B' (fig. 118) qui portent les paliers. Le groupe des pompes à air, de cale et d'alimentation, disposé verticalement, vient se boulonner sur la bride *j*.

La vapeur d'échappement arrive par la tubulure *r*, l'eau réfrigérante par la tubulure *s*.

Les figures 117 à 119 représentent en élévation longitudinale, en plan et en coupe transversale, la plaque de fondation qui vient se boulonner au condenseur par les brides *a'b'*. Elle se compose essentiellement de quatre parties transversales BB, B'B' portant les paliers de l'arbre à manivelles et réunies par une pièce A formant la partie longitudinale de cette plaque. Le tout est

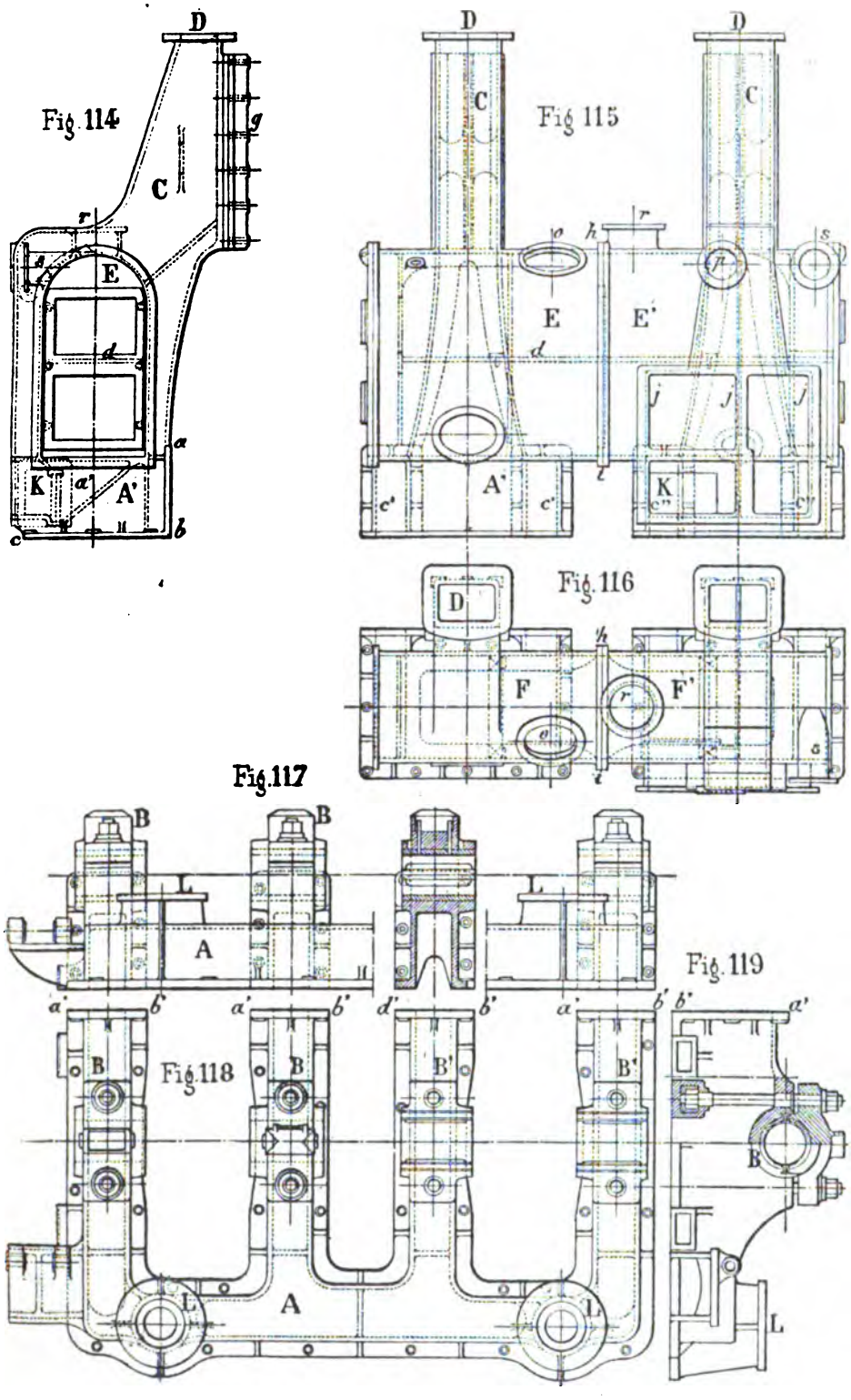


Fig. 114 à 119. — Détails d'un bâti de machine marine à pilon.

creux, en section à U renversé, et se fixe au varangage par des brides extérieures. Cette plaque de fondation porte en L deux bossages circulaires surmontés d'une bride sur lesquels viennent se fixer les colonnes creuses verticales, non représentées sur les figures, qui supportent les cylindres. Ces colonnes ne portent pas de glissières ; celles-ci sont à guide unique et placées en *g* sur les supports venus de fonte avec le condenseur.

Ainsi, en résumé, un tel bâti se compose de cinq pièces principales, à savoir : deux portions de condenseurs portant chacune un support de cylindres avec glissières ; une plaque de fondation comportant quatre paliers et deux colonnes supports de cylindres du côté opposé au condenseur. Dans cet exemple, les colonnes sont supposées en fonte et creuses, elles pourraient aussi bien être pleines et en fer forgé ou en acier.

Les figures 120 et 121 représentent en élévation et en coupe, un bâti très usité pour les machines à triple expansion de moyenne puissance.

Sur une plaque de fondation A, portant les paliers B et présentant, venues de fonte, trois cuvettes *a* pour les manivelles, est placé, à l'aide des supports F un condenseur E coulé avec les supports de cylindre C qui portent les glissières à guide unique *g*. Les cylindres reposent d'une part sur ces supports par l'intermédiaire des patins *f* et, de l'autre, sur quatre colonnes en acier forgé D par l'intermédiaire des embases *c* ; ils sont fixés par les écrous *d*. Ces colonnes, munies en *e* de paliers pour l'arbre de relevage, sont attachées au massif de fondation par les patins *h*.

On voit en *i* sur le condenseur, les paliers du balancier des pompes à air. L'eau de condensation s'accumule dans le puisard K d'où elle est reprise par la pompe à air placée en P.

Cette disposition de bâti, par suite du faible diamètre des colonnes de support D, donne aux organes moteurs une grande accessibilité. On ne saurait toutefois l'adopter pour les appareils puissants à cause de son manque de stabilité et de la grande fatigue qui en résulterait pour les supports en cas de forts roulis avec des cylindres d'un très grand poids.

Dans ce bâti, les cylindres sont fixés sur leurs colonnes de support à l'aide d'une douille cylindrique que traverse l'extrémité *cd* de la colonne. Cette disposition est simple et d'un aspect satisfaisant mais, en service, on lui reproche de donner très rapidement naissance à un certain jeu dans l'assemblage entraînant des vibrations et un désaxement des cylindres. Aussi certains constructeurs, surtout pour les machines de quelque puissance, préfèrent-ils terminer la colonne à ses deux extrémités par des patins s'ajustant en haut sur une bride du cylindre et, en bas, sur une embase de la plaque de fondation, solidement réunis en outre par deux boulons ou prisonniers. Ce mode d'assemblage est moins simple et plus dispendieux que le précédent, mais il présente une durée et une solidité plus satisfaisantes.

Fig. 120 Fig. 121

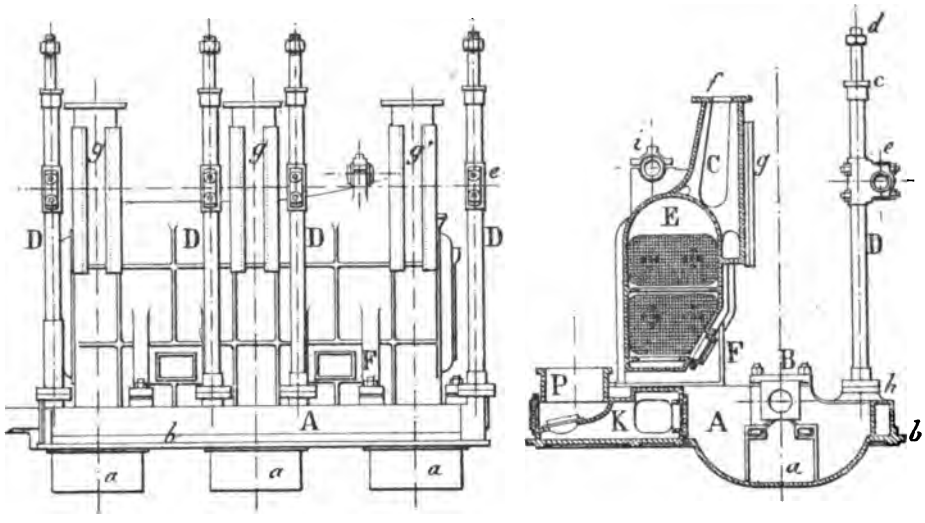


Fig. 120-121. — Bâti de machine marine de faible puissance.

Fig. 122 Fig. 123

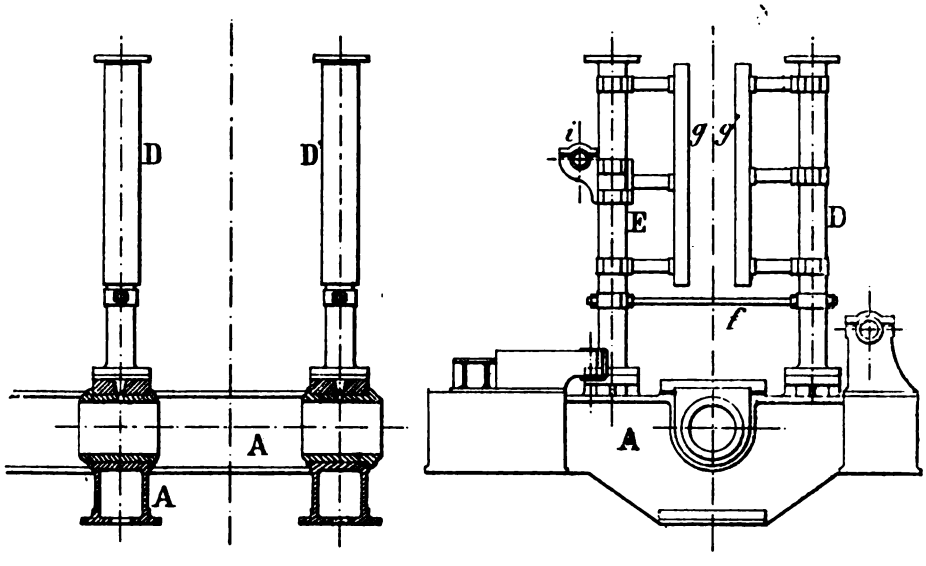


Fig. 122-123. — Bâti d'une machine de cuirassé.

On trouvera (fig. 124-125) les élévations transversale et longitudinale d'un bâti de machine de grand croiseur qui nous servira de type pour les machines de cette catégorie dans lesquelles le condenseur est indépendant de la charpente de la machine. Ce bâti peut se faire en fonte ou en acier moulé.

Les éléments du bâti sont exactement semblables pour les trois cylindres. La plaque de fondation A, en section à I, est venue de fonte avec les deux paliers correspondant à chaque manivelle. Elle sert de base, d'un côté, à un support de cylindre B, également en section à I, renforcé par des nervures et percé de trous, de distance en distance. Ce support est à fourche dans le plan longitudinal et vient s'appuyer sur la plaque de fondation au moyen de deux patins *ll'* qui sont maintenus par une rangée de boulons. Les glissières, à guide unique, sont en D.

De l'autre côté, les cylindres sont supportés par des colonnes en acier forgé et poli, C, au nombre de deux par cylindre, placées dans le plan des paliers et qui laissent toute accessibilité aux têtes de bielle.

Les plaques de fondation correspondant aux trois cylindres, AA'A'' sont reliées par les brides *h* et *h'*.

Les colonnes supports de cylindres sont reliées entre elles au moyen d'un tirant *f*.

Les figures 123-124 représentent un autre genre de bâti appartenant à une machine de navire de guerre dans laquelle les cylindres ne sont supportés que par des colonnes cylindriques D reliées par des entretoises *f* et portant en *gg'* les glissières. Ces colonnes viennent reposer sur les traverses de la plaque de fondation portant les paliers.

Les figures 126 à 129 sont relatives aux bâtis des machines marines les plus légères destinées aux torpilleurs.

Le bâti représenté figures 126 et 127 se compose d'un massif de fondation, extrêmement léger, sur lequel viennent se fixer des flasques en acier moulé ou en bronze, extrêmement légères et nervées, entretoisées de manière à résister le mieux possible aux trépidations. Ces supports de cylindres sont placés transversalement à cheval au-dessus de l'arbre dans le prolongement des toiles de la plaque de fondation portant les paliers moteurs.

Dans le bâti des figures 128-129, les trois cylindres, dont les axes sont en XYZ, sont supportés uniquement par des colonnes en acier forgé entretoisées transversalement et longitudinalement.

La plaque de fondation est en fonte, mais pour les machines destinées à présenter une légèreté exceptionnelle on peut la faire en acier coulé ou même en bronze. On remarquera toutefois que l'acier coulé n'est pas encore susceptible d'être utilisé pour cet emploi dans les très petites machines, car on ne peut guère descendre avec ce métal au-dessous d'une certaine épaisseur.

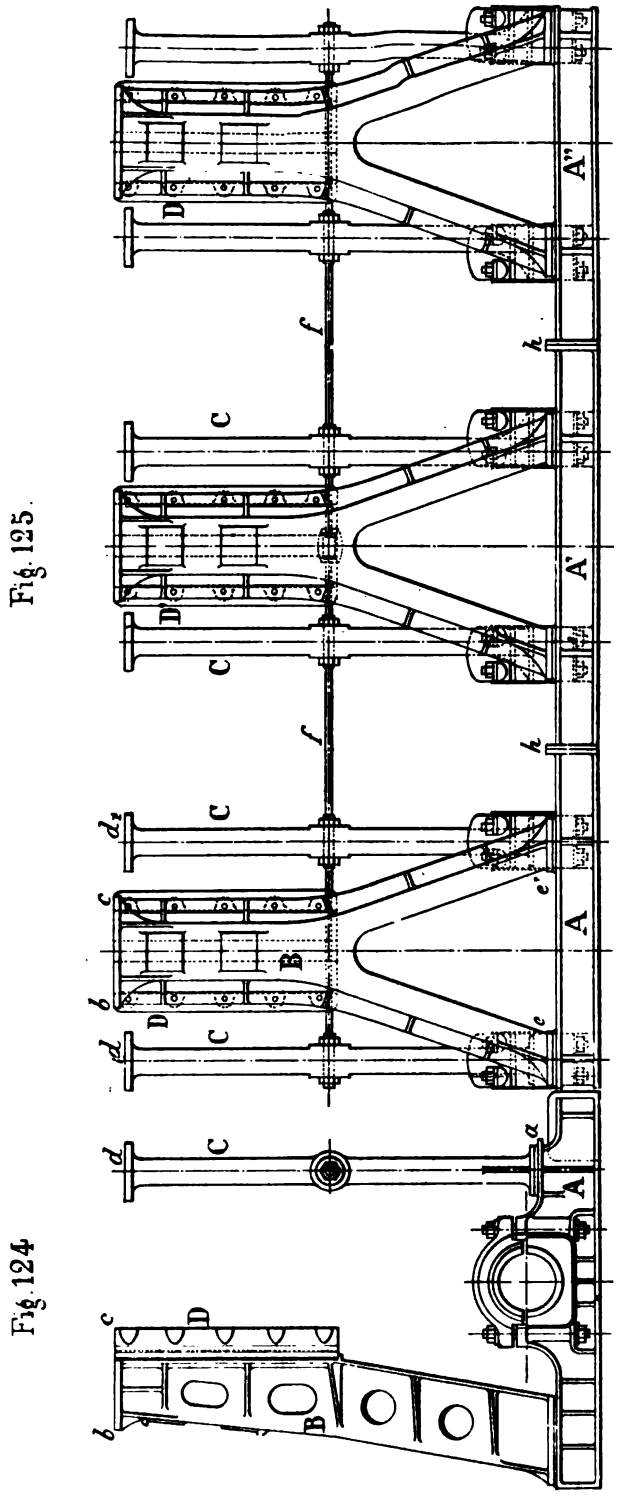


Fig. 124-125. — Bâti d'une machine de croiseur.

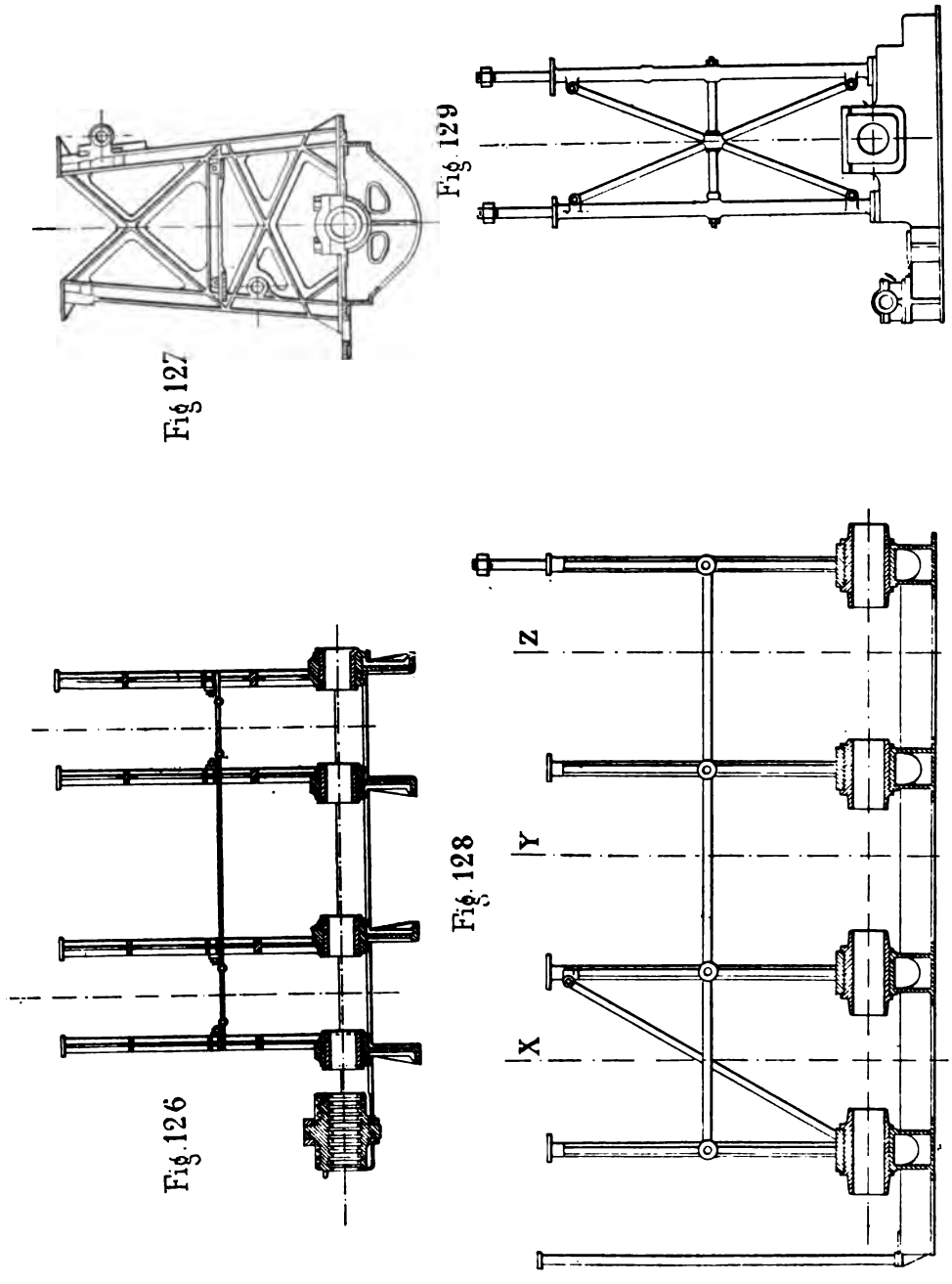


Fig. 126 à 129. — Bâtis pour machines de torpilleurs.

56. — Machines horizontales. — Les machines horizontales ne se retrouvent aujourd'hui, nous l'avons dit, que sur quelques navires de guerre à deux hélices dans lesquels l'appareil moteur doit être logé sous un pont cuirassé de peu de hauteur. Leur bâti est généralement dérivé des types employés pour les machines fixes. On a pu toutefois les alléger considérablement, la question de poids étant prédominante et le varangage de machine présentant un appui plus rigide et des liaisons considérablement plus complètes que les massifs de fondation des appareils fixes. Certains constructeurs, à l'exemple de MM. Marshall, de Newcastle, ont même, pour les appareils de certains croiseurs à grande vitesse, complètement supprimé le bâti proprement dit, constitué par le carlingage de machine lui-même, ils se contentent d'entretoiser les paliers et les cylindres à l'aide des glissières et de quelques tirants obliques.

Pour les grandes machines, on a fait usage avec succès, dans ces dernières années, de bâtis imités du genre Corliss, mais à deux flasques droites portant chacune des glissières, dont l'axe est placé dans le plan horizontal de la tige du piston. Celle-ci est guidée à l'aide d'une longue traverse terminée par deux coulisseaux. La bielle oscille entre les deux bâtis venus chacun de fonte avec un des paliers. Ces bâtis sont assez légers, mais, étant indépendants, demandent un grand soin d'ajustage nécessaire pour que les axes des paliers et des glissières correspondant à chacun des groupes de cylindres soient parfaitement en ligne.

CHAPITRE VI

PISTONS ET TIGES DE PISTONS

Conditions que doit remplir le piston. — Proportions des pistons, hauteur, épaisseur du corps, des bagues et des différentes parties qui le constituent. — Détermination du diamètre des tiges.

Description générale des pistons. — Corps de piston en fonte, en fer, en acier forgé et moulé. — Garnitures et segments de piston. — Couronne du piston. — Tiges de piston, leur assemblage sur le piston et sur la crosse. — Contretiges.

57. — Le Piston est destiné à transmettre à la bielle motrice, par l'intermédiaire de sa tige, les efforts de traction et de poussée alternativement exercés par la vapeur sur ses deux faces. Pour qu'il soit réellement efficace cet organe doit constituer une cloison mobile et parfaitement étanche séparant les deux côtés du cylindre sans qu'il se produise de fuites entre l'admission et l'échappement.

Le piston devra donc être construit en vue de résister à la pression exercée sur lui par la vapeur et d'assurer l'étanchéité à son pourtour, sur la périphérie du cylindre. On ne saurait pourtant se contenter de donner aux pistons l'épaisseur voulue pour qu'ils résistent seulement aux efforts statiques dus à la pression de la vapeur sur leur face. Ils doivent en outre être à même de supporter les chocs provenant des coups d'eau ou les efforts d'inertie.

D'autre part, le piston, étant un organe animé d'un mouvement alternatif, devra présenter une légèreté aussi grande que possible pour ne pas accroître démesurément, par son action, l'effet des efforts perturbateurs résultant de l'inertie des organes mobiles du mécanisme.

Sa hauteur devra être limitée au strict nécessaire afin de réduire au minimum le volume du cylindre. On sait en effet que la longueur de ce dernier, comprise entre les fonds, est égale à la course augmentée de la hauteur du piston et du jeu laissé à fond de course entre le piston et les plateaux.

58. — La Hauteur des Pistons, indépendamment des considérations pratiques examinées ailleurs, doit être calculée en vue d'assurer leur résistance aux efforts exercés par la vapeur et son étanchéité sans qu'il en résulte une usure et un frottement excessifs. Il est assez difficile de formuler à ce sujet une règle précise, chaque constructeur ayant à ce sujet ses idées propres et les conditions de fonctionnement des pistons étant soumises à des variations considérables, suivant par exemple qu'ils sont en fer ou en fonte, qu'ils sont appliqués à des machines verticales ou à des appareils horizontaux dont les cylindres sont soumis, à leur partie inférieure, à l'ovalisation résultant du poids du piston.

Aussi, peut-on dire qu'il n'existe guère de règles que pour les machines verticales et en particulier pour les appareils de navigation, règles qui ne sauraient qu'imposer une hauteur minimum pour les pistons des machines horizontales.

Les ingénieurs de la Marine française ont établi la formule empirique

$$h = 0{,}08D\sqrt{P} + C,$$

où

h = hauteur totale du piston en mètres ;
D = diamètre du cylindre en mètres ;
P = pression effective en kil. par c/m carré ;
C = constante (comprise entre 0,03 et 0,05).

Dans les machines compound et à triple expansion, on donne la même hauteur aux pistons des différents cylindres.

Pour les pistons en fonte des machines marines on peut employer la formule empirique suivante d'où il est facile de déduire, d'après le tableau ci-dessous, tous les éléments du piston.

Soit : D = diamètre du cylindre en mètres,

p = pression *effective* sur le piston (pour les machines compound $p = p' - p''$, où p' est la pression initiale et p'' la pression au réservoir)

$$k = 0{,}077D\sqrt{p} + 0{,}025.$$

On aura alors :

Epaisseur de la toile supérieure du piston au centre.	= 0,20 k
— — — — à la circonférence	= 0,17 k
Epaisseur de la toile inférieure au centre	= 0,18 k
— du moyeu	= 0,30 k
— de la toile verticale formant la circonférence	= 0,23 k
— de la bague ou segment	= 0,15 k
— du cercle de garniture au bord	= 0,23 k
— — — à l'intérieur . . .	= 0,35 k

Hauteur de la bague ou segment . . . . . = 0,63 k
— du piston au centre . . . . . = 1,40 k
Largeur du recouvrement du cercle de garniture sur le piston . . . . . = 0,45 k
Largeur du vide régnant entre la souche du piston et la garniture . . . . . = 0,30 k
Diamètre des boulons de fixation du cercle de garniture. . . . . = 0,1 k + 0,006
Espacement de ces boulons d'axe en axe . . . . = 10 diam.
Epaisseur des nervures rayonnantes de piston . . = 0,18 k

Si les cylindres sont en fonte de première qualité on pourra diminuer de 15 à 20 °/₀ les chiffres ainsi trouvés.

59. — Tiges de Piston. — A une époque où toutes les machines étaient semblablement proportionnées, et où les pressions de régime ne variaient qu'entre d'étroites limites, on établissait *a priori* le diamètre de la tige de piston en fonction de celui du cylindre.

Uhland donnait, jusqu'à 5 atmosphères, $\frac{d}{D} = 0,143$. Dans les machines Corliss monocylindres récentes, on prend le plus souvent $\frac{d}{D} = 0,20$ à $0,25$ pour des pressions variant entre 6 et 8 kilogrammes.

D'autre part, comme les tiges sont parfaitement guidées en leurs extrémités et même, jusqu'à un certain point en leur milieu par la garniture, on doit, quand on les calcule directement, les considérer comme une colonne encastrée à une extrémité, cas auquel se rapporte la formule connue d'Hodgkinson.

On peut conseiller l'usage de la formule de Uhland :

$$\frac{d}{D} = 0,0573\sqrt{\frac{C}{D}}\sqrt{P},$$

où C représente la course, P la pression effective maximum en atmosphères sur le piston, d le diamètre de la tige et D celui du cylindre.

Pour des rapports de $\frac{L}{D}$ variant de 1,5 à 2,5, et une pression comprise entre 5 et 8 atmosphères, le rapport $\frac{d}{D}$ varie de 0,105 à 0,153.

A Indret, on a établi la formule suivante applicable aux machines marines :

$$d = 0,03 + 0,05D\sqrt{\frac{P}{n}},$$

où n représente le nombre de tiges adaptées au piston considéré.

Pour les tiges de moyenne longueur, on peut employer aussi la formule suivante :

$$d = 0{,}07D\sqrt{P}$$

où d = diamètre de la tige en mètres;
D = diamètre du cylindre en mètres;
P = pression absolue en kil. par c/m carré.

Il est évident que les tiges de piston des machines compound devraient avoir une section plus faible que celles des machines monocylindres présentant des cylindres de même diamètre puisque les pressions effectives sur les pistons sont moindres, toutefois il ne paraît pas, dans la pratique, en ce qui concerne le petit cylindre, que l'on adopte des proportions bien différentes. En outre, pour des raisons de symétrie, d'économie de main-d'œuvre et de facilité de rechanges, on donne toujours le même diamètre aux tiges des différents cylindres des machines à expansion fractionnée. On adopte le diamètre résultant du calcul pour celui des pistons qui est soumis à la poussée maximum. Cet effort varie d'ailleurs très peu d'un cylindre à l'autre si les puissances sont bien réparties sur les manivelles.

Dans les machines marines à triple expansion de construction récente, en appelant D et D' respectivement le diamètre des cylindres à haute et à basse pression et d le diamètre commun aux deux tiges de piston correspondantes, on a généralement :

$$d = 0{,}15 \text{ à } 0{,}25D = 0{,}09 \text{ à } 0{,}14D'.$$

Le rapport $\frac{d}{D}$ est donc plus grand que ce qui est généralement admis pour les appareils monocylindres, tandis que le rapport $\frac{d}{D'}$ est au contraire plus faible.

Dans les petites machines marines à pilon destinées aux embarcations et canots-vedettes, à cylindres uniques, le diamètre des tiges de piston est généralement les 0,15 aux 0,18 du diamètre du cylindre, elles sont donc de section un peu plus faible que dans les machines fixes.

60. — Le Piston se compose en principe du *corps* ou *souche*, et de la garniture : *segments* ou *bagues*, ressorts, etc., destinés à assurer l'étanchéité. On pourrait y ajouter quelques organes accessoires, notamment les *couronnes* qui servent à maintenir en place les garnitures des grands pistons.

En principe, la garniture du piston n'a d'autre but que de parer à l'imperfection de la construction, — les moyens dont dispose la mécanique ne permettant pas, surtout pour des machines dont les organes présentent de grandes dimensions, d'obtenir une cylindricité parfaite du piston et du cylindre — et de remédier à l'usure qui se produit invariablement au bout de quelque temps de service. Il est certain que le meilleur piston, si le travail des outils était d'une perfection assez grande, se composerait d'un simple

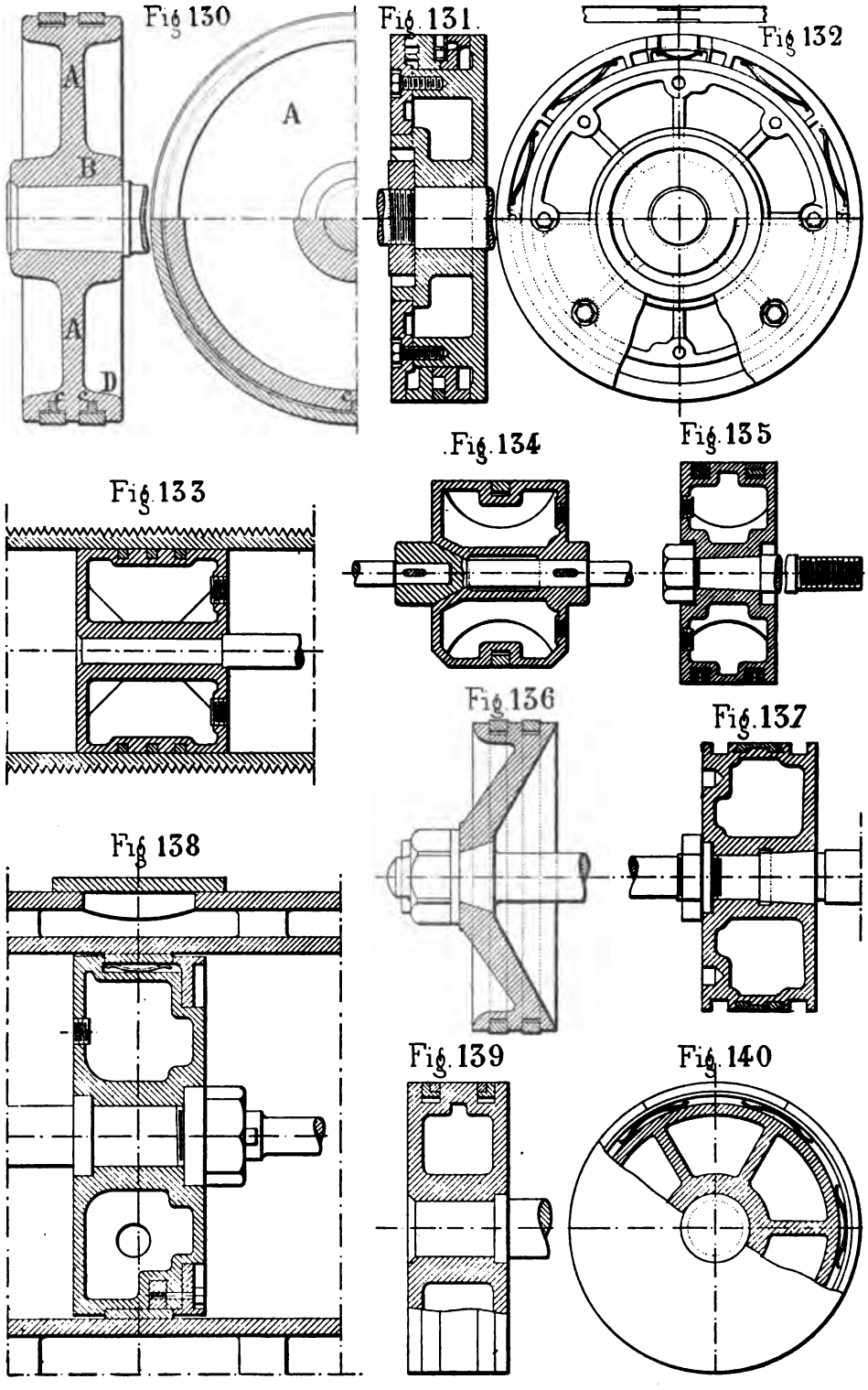


Fig. 130 à 140. — Pistons de machines fixes.

disque tourné au même diamètre que l'alésage du cylindre, avec un très faible jeu pour qu'il puisse glisser à frottement doux. Un tel piston serait en effet de construction moins dispendieuse, plus simple, moins sujet aux accidents de toute nature et donnerait lieu à un moindre frottement que les dispositifs actuellement en faveur. Toutefois, nous le répétons, l'étanchéité d'un tel piston ne serait pas assez complète en pratique. En outre, les fuites augmenteraient rapidement à mesure que l'usure se produirait soit sur les parois intérieures du cylindre, soit à l'extérieur du piston.

On est en droit de se demander toutefois si, dans certaines applications, on n'aurait pas avantage à faire usage de ce genre de piston à la condition cependant d'y tracer, sur le pourtour, quelques gorges circulaires non munies de segments. On connaît l'influence de ces gorges sur la diminution des fuites autour du piston que deux d'entre elles suffisent à déduire douze fois, comme des expériences très précises l'ont démontré. L'importance des fuites à la circonférence du piston est bien diminuée dans les machines à grande vitesse et dans les appareils à expansion fractionnée, la différence des pressions exercées sur les deux faces du piston, à pression initiale égale, étant beaucoup moins considérable dans les appareils de ce système que dans les machines monocylindres.

Bref, on peut recommander ce genre de piston pour les machines de très petites dimensions, où la précision de l'ajustage peut être poussée assez loin, fonctionnant en outre à grande vitesse et lorsque la différence entre les pressions exercées sur les deux faces du piston ne doit pas dépasser 4 à 5 kilog. Telles sont par exemple les machines destinées, à bord des navires, à actionner des ventilateurs, des monte-charges et de petites dynamos.

61. — Le Corps du Piston doit, il ne faut pas le perdre de vue, posséder la légèreté maximum compatible avec la solidité et la rigidité indispensables à son bon fonctionnement, surtout dans les machines à grande vitesse où les forces perturbatrices, développées par l'inertie des organes alternatifs, sont particulièrement sensibles.

Les corps de piston se confectionnent toujours en fonte, par raison d'économie, dans les appareils pour lesquels on ne cherche pas avant tout à donner aux organes mobiles une très grande légèreté : telles sont par exemple les machines fixes des types ordinaires, les appareils des navires du commerce ou des grands vaisseaux de guerre. On les confectionne au contraire en matériaux d'un emploi plus dispendieux mais aussi plus résistants et qui permet une réduction du poids dans les machines à grande vitesse fixes ou marines et dans beaucoup de locomotives ; c'est ainsi que l'on emploie le fer forgé, l'acier moulé ou forgé et le bronze.

Un corps de piston très employé, surtout à une certaine époque, pour les

petites machines fixes ou les locomotives est représenté figure 130. Il se compose d'une âme unique A, d'épaisseur à peu près uniforme mais variable d'une machine à l'autre suivant que l'on emploie la fonte ou le fer forgé, rattaché en son centre à un bossage B, destiné à le fixer sur la tige C et appelé moyeu, et portant à sa circonférence une couronne D de plus grande hauteur qui reçoit la garniture.

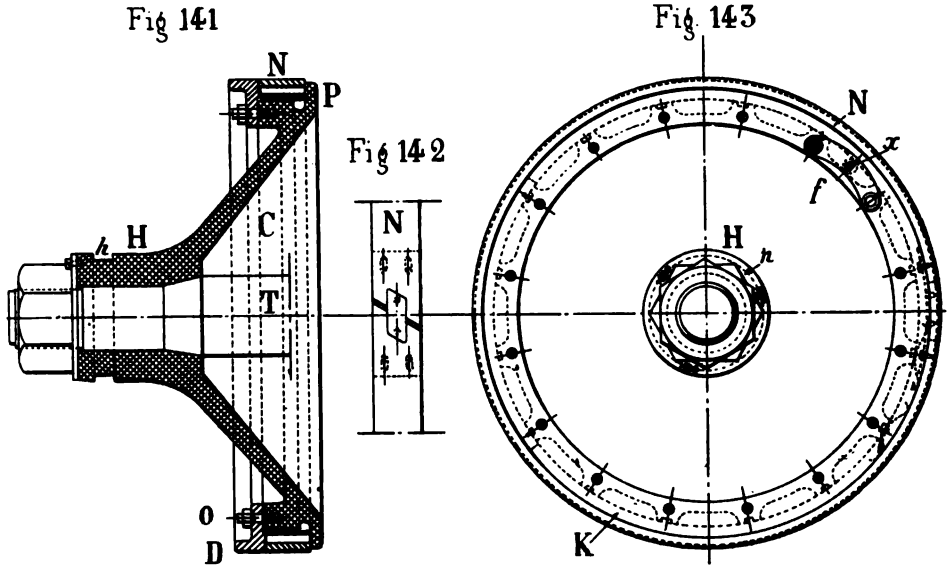
Un tel piston, appliqué à des cylindres de grand diamètre ne pourrait avoir la rigidité nécessaire que grâce à une épaisseur excessive de matière conduisant à un trop grand poids ; aussi, pour les machines fixes d'une certaine dimension et la plupart des machines marines et quand on adopte la fonte, préfère-t-on des souches creuses qui, à égalité d'épaisseur, présentent une rigidité incomparablement plus grande que les pistons à corps unique et plein.

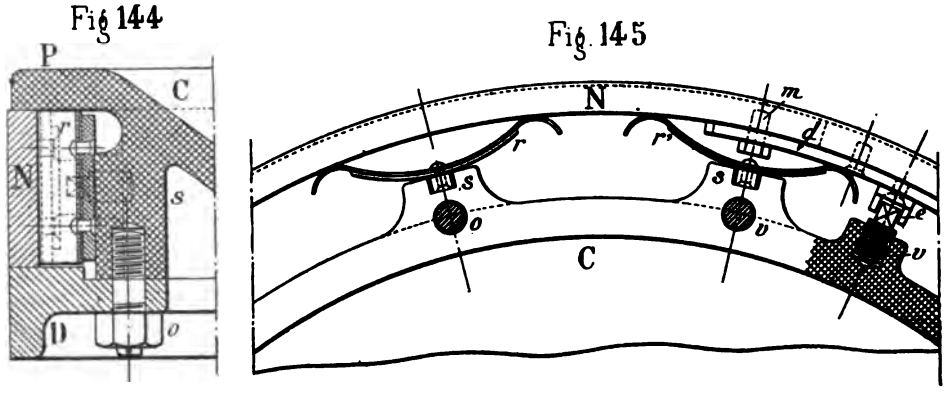
La souche se compose alors de deux parois relativement minces, parallèles, séparées par une distance égale à la hauteur du piston, et reliées entre elles et au moyeu par des nervures rayonnantes. On en trouvera figures 131 à 140 de nombreux types adoptés à des machines fixes.

Ces pistons sont coulés d'une seule pièce et on doit les munir, à leur partie supérieure ou inférieure, de trous de fonderie destinés à permettre, après la coulée, l'extraction du sable constituant le noyau. Ces trous, alésés puis taraudés, sont hermétiquement fermés par des bouchons à vis (fig. 134 et 135). On peut craindre que, à la suite des mouvements alternatifs du piston et des chocs à bout de course, ces bouchons ne viennent à se dévisser et à tomber dans le cylindre, ce qui peut entraîner de graves accidents. Pour y remédier, on doit river la tête de la vis dans le bossage du piston qui la reçoit. On va souvent plus loin et l'on bouche les trous de fonderie à l'aide d'entretoises en fer, vissées dans les deux toiles et dont les têtes, fraisées, sont rivées et matées. Ces entretoises sont disposées de manière à prendre, sur la toile inférieure, la place des chandelles formant support de noyau pendant la coulée, le métal étant toujours moins sain autour de celles-ci, ce qui n'a plus d'inconvénient puisqu'on utilise cette partie. Quoi qu'il en soit, ce système n'est pas à recommander. Les entretoises se corrodent peu à peu sous l'action de la vapeur, finissent par s'ébranler fortement, par perdre et quelquefois par tomber. On doit préférer par exemple le bouchon en cuivre, rivé à queue d'aronde, employé par MM. Olry et Granddemange, et dont nous avons parlé dans un autre chapitre, à propos des couvercles et plateaux de cylindres.

Actuellement, certains constructeurs disposent les supports de noyaux et les trous de fonderie sur la paroi cylindrique extérieure du piston.

Les noyaux sont supportés par des sortes de raquettes horizontales en fonte disposées suivant la direction des rayons et qui, lors de la coulée, sont





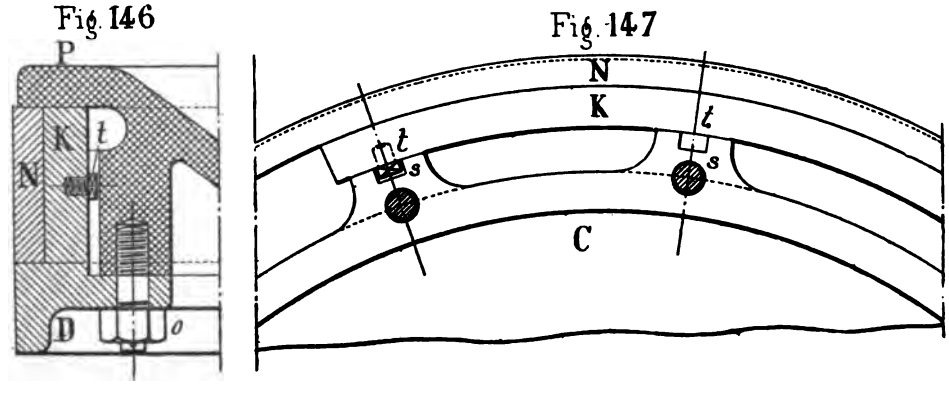


Fig. 141 à 147. — Pistons de machines marines à grande vitesse.

emprisonnées dans la jante du piston. On les casse pour démouler et comme elles se trouvent en un point du piston qui est à peu près à l'abri de l'action de la vapeur, on n'a plus besoin d'enlever la partie moins saine où ils se trouvent, ni de percer des trous qu'il faudrait boucher ultérieurement avec des tampons à vis ou des entretoises dont on n'est jamais sûr.

Les pistons creux sont eux-mêmes trop lourds pour les applications dans lesquelles, par suite de la grande vitesse de la machine, on doit redouter les effets de l'inertie des organes alternatifs. On revient alors aux souches pleines, à âme unique, mais en adoptant pour leur confection un métal plus résistant que la fonte. On donne en même temps au corps du piston une forme légèrement conique pour augmenter sa rigidité. A notre connaissance le premier piston de ce genre a été construit par M. W. Stroudley, en 1872, pour les locomotives-tenders du *Brighton Railway* ; il est représenté fig. 136. Le corps de ce piston est en bronze.

Depuis lors, ce genre de piston s'est largement répandu dans la marine militaire où on en rencontre de deux types : l'un, d'une légèreté moyenne, en acier moulé, est employé pour les grands vaisseaux à marche rapide et même sur beaucoup de paquebots récents ; l'autre, d'une extrême légèreté, en fer ou acier forgé et étampé, est usité pour les machines des bâtiments très légers et de petites dimensions, tels que les torpilleurs et les canots-vedettes. Ces pistons à simple souche, de faible hauteur, ont en outre l'avantage de diminuer la longueur et par conséquent le poids du cylindre.

Le type de piston employé pour les machines des nouveaux navires de guerre à grande vitesse est représenté figures 141-143. Il se compose d'un moyeu central H, rattaché à la couronne P par une souche conique C d'épaisseur décroissante du centre à la circonférence. La bague formant garniture est en N et la couronne qui la maintient en D. On doit avoir soin que la concavité du piston soit toujours tournée du côté de l'arbre, cela permet en effet, comme on le voit figure 59, de rentrer le plateau et le presse-étoupes vers l'intérieur du cylindre, par conséquent de diminuer la longueur totale de la machine, ou à égalité de longueur, d'allonger la bielle motrice. On trouvera figures 57 et 64 d'autres exemples de ce genre de piston aujourd'hui très répandu et qui se fait toujours en acier moulé.

Le piston de machines de torpilleur, construites par M. A. Normand et représenté en coupe diamétrale fig. 162, est beaucoup plus léger. La souche du piston, dont l'épaisseur n'est que de quelques millimètres à la circonférence, au point où elle s'encastre sur la couronne, présente en coupe la forme d'un solide d'égale résistance et s'épaissit progressivement jusqu'au moyeu. La partie inférieure est plate et perpendiculaire à la tige, la face supérieure est un cône très aplati, à génératrice courbe.

Les pistons de ce genre, qui peuvent être tournés de manière à ne pré-

senter que strictement l'épaisseur nécessaire, se confectionnent en acier étampé. Ils sont nécessairement coûteux et leur emploi ne saurait se justifier que pour les appareils à très grande vitesse dans lesquels la diminution du poids des organes alternatifs est une considération de haute importance.

On peut aussi construire des pistons en fer forgé à corps creux. La figure 170 représente un modèle fréquemment employé pour les locomotives. Les deux parties A et B sont étampées à part, puis rapprochées et soudées à chaud au pilon.

On ne doit pas perdre de vue que, pour diminuer le volume des espaces morts, les fonds du cylindre doivent respectivement épouser la forme des parois antérieures et postérieures du piston. Compliquer la forme de ces dernières, c'est donc aussi compliquer celle des plateaux; on peut s'en rendre compte par l'examen des figures 57 et 59 où les fonds du cylindre, par suite de la forme conique du piston, sont à génératrice extrêmement sinueuse. Dans les machines où l'on ne voit pas de nécessité urgente à réduire le poids des organes alternatifs, il vaut mieux donner au piston une section rectangulaire comme fig. 133-137 sans saillies d'aucune espèce.

Le corps du piston ne doit pas, nous l'avons vu, porter contre les parois intérieures du cylindre et on lui donne à cet effet un diamètre inférieur d'un à deux millimètres. Quelques constructeurs, entre autres MM. Bollinckx, de Bruxelles, procèdent autrement. Si, à la suite d'une certaine usure, le corps du piston vient à porter sur le fond du cylindre dans les machines horizontales, et si son diamètre est notablement inférieur à celui de l'alésage, le contact n'aura lieu que suivant une génératrice et l'usure, surtout si le piston est court, augmentera dès lors rapidement. On peut prévoir cet état de choses et y remédier à l'avance en donnant au corps du piston une très grande longueur et un diamètre inférieur seulement à celui du cylindre de quelques dixièmes de millimètre, de façon qu'il porte d'une manière à peu près uniforme sur toute la circonférence inférieure du cylindre. L'usure, et par conséquent l'ovalisation, seront très faibles. Ce système demande un excellent ajustage et une grande précision, il donne alors de bons résultats et permet, sans inconvénients, la suppression des contretiges. Nous n'oserions toutefois le recommander dans la pratique courante, parce qu'il ne présente aucune élasticité et que le réglage, opéré à froid, puisse ne pas prévoir le jeu voulu pour la marche à chaud. Si le piston, par exemple, pour une raison ou pour une autre, à la suite d'une insuffisance momentanée de graissage, prend une température sensiblement plus élevée que le cylindre, il peut se dilater au point de forcer dans ce dernier et de causer de graves avaries. Si l'on adopte ce système, il faut donner au piston un diamètre inférieur à celui du cylindre dans la proportion voulue pour assurer la dilatation en

comptant sur une différence de température maximum que l'on puisse évaluer. Ainsi, pour un piston de $0^m,500$ de diamètre, et en admettant que sa température puisse être supérieure de 300° C. à celle du corps du cylindre, le coefficient de la dilatation de la fonte étant de 0,00001, on devra donner au piston un jeu minimum de $0^m,0016$.

Toutefois, si le cylindre est à enveloppe de vapeur et que le graissage soit suffisant, la température du cylindre sera normalement supérieure à celle du piston et le jeu sera à chaud au contraire plus grand qu'à froid.

Les Américains, qui aiment beaucoup à simplifier leurs machines, emploient, pour certains appareils à grande vitesse, un piston sans segment représenté figure 137. Le corps de ce piston est creux, très haut et fort léger. Il est tourné sensiblement au diamètre du cylindre et garni, sur son pourtour, d'une mise en antifriction destinée à porter sur la surface intérieure du cylindre. De chaque côté on creuse deux cannelures circulaires appelées à diminuer l'action des fuites de vapeur ; on peut les compléter en y disposant dans chacune d'entre elles une petite bague élastique mais, le plus souvent, on s'en dispense. Ces pistons donnent toute satisfaction dans les machines à grande vitesse mais demandent un ajustage des plus soignés et font courir le risque d'avaries graves en cas de chauffage. L'antifriction n'est pas destinée seulement à adoucir le frottement mais surtout à fondre en cas d'échauffement anormal du piston et de prévenir le grippage.

En somme, dans les machines horizontales non munies de contretiges, le poids du piston repose sur le fond du cylindre soit directement, par le contact de la souche, soit indirectement par l'intermédiaire des bagues. Aussi a-t-on intérêt à donner à ces dernières une grande hauteur afin d'augmenter la surface de portage. Quel que soit le système adopté, l'ovalisation du cylindre entraîne un désaxement de la tige du piston et si la garniture est absolument rigide il peut en résulter des chauffages et des grippements. On ne saurait donc trop recommander l'emploi des contretiges dont nous examinerons plus loin les avantages.

Le piston se retire toujours du cylindre par le fond opposé à l'arbre. Comme ses segments créent sur les parois du cylindre un frottement assez considérable, il faut exercer sur le piston, pour le faire glisser, un effort énergique auquel son poids vient s'ajouter dans les appareils à pilon. C'est pourquoi, dans les machines marines puissantes, on dispose au-dessus des cylindres un petit chariot roulant qui permet de retirer les pistons au moyen de palans à chaînes.

On ménage souvent, sur la toile supérieure du piston, deux trous borgnes filetés intérieurement, diamétralement opposés, dans lesquels on vient visser des pitons sur lesquels se crochent les palans. Dans le piston de la figure 141, on a pratiqué, sur le moyeu H du piston, une gorge annulaire *h* dans la-

quelle on passe un collier sur lequel on fait effort pour extraire le piston du cylindre. Dans ses machines de torpilleurs, M. Normand ménage à la partie supérieure du bossage central du piston, une partie filetée extérieurement (voir en *a* fig. 162) sur laquelle on vient visser une douille se terminant vers le haut par un anneau dans lequel se passe la chaîne du palan.

62. — Les Garnitures du Piston ont pour but d'assurer son étanchéité malgré les inégalités que peut présenter la surface intérieure du cylindre ou l'usure qui se produit, sans donner lieu néanmoins à un serrage anormal contre les parois de ce dernier. Elles doivent donc présenter une certaine élasticité afin de s'appliquer parfaitement sur la périphérie du cylindre et de permettre au piston de jouer librement même s'il se dilate légèrement. Ainsi que nous l'avons dit, la garniture n'est indispensable, tout au moins dans une machine neuve, que par suite de l'imperfection du travail qui nécessite l'interposition, entre le cylindre et le corps du piston, d'un organe élastique appelé à remédier à l'insuffisance de précision de l'ajustage.

Les garnitures végétales sont abandonnées depuis de longues années, sans apparence qu'elles puissent jamais, si perfectionnées soient-elles, revenir en faveur sous une forme nouvelle. Elles ne possédaient en effet aucune des qualités requises, manquaient à la fois d'élasticité et de dureté, se détruisaient sous l'action de la vapeur et s'usaient trop vite tout en présentant une étanchéité absolument illusoire.

Ces garnitures sont toujours constituées par des *bagues* ou *segments* métalliques, en fonte dans l'immense majorité des cas, et qui s'appliquent sur le corps du cylindre soit par l'effet de leur propre bande, soit sous l'action de ressorts placés dans le piston. On a renoncé peu à peu aux garnitures discontinues, composées de segments jointifs ne possédant aucune bande propre, très compliquées et peu étanches, ainsi qu'à tous les dispositifs complexes de ressorts ou de coins de serrage, à une époque si fort en vogue, pour n'employer que les plus simples qui se trouvent en pratique les plus efficaces et les plus durables.

Ecartant donc tous les systèmes compliqués ou peu recommandables, nous n'avons plus à examiner que deux genres de garnitures employés, le premier surtout pour les locomotives et les petites machines fixes, l'autre pour les grosses machines fixes et marines, à savoir :

1° Le piston dérivé du type dit *suédois*, à deux ou trois bagues non jointives, ayant une bande propre et ne comportant aucun ressort ni organe de réglage.

2° Le piston à bague unique ou à deux bagues jointives, s'étendant sur tout ou partie de la hauteur du piston, possédant une bande propre ou pressée par des ressorts disposés dans la souche du piston.

Dans le premier système (fig. 130 et 136), les segments sont encastrés dans des cannelures tracées à la circonférence du piston, on les met en place en les ouvrant à la main. Ce système ne peut guère par conséquent s'appliquer qu'aux machines de faible puissance dans lesquelles les bagues ne présentent ni un poids ni une bande considérables.

Dans le second système (fig. 138, 144, 148), on ménage, sur le bord de la face du piston opposée à l'arbre, une couronne mobile qui permet le montage du segment et se fixe ensuite à l'aide d'une rangée de vis. C'est le système à peu près uniquement employé pour les machines marines.

63. — Les Segments du piston, sauf de rares exceptions, sont en fonte. On sait en effet que le frottement de fonte sur fonte est un des meilleurs qui soient ; ce métal présente en outre une grande élasticité et une dureté remarquable, il est peu coûteux et susceptible de prendre un très beau poli.

Toutefois, sa dureté devient quelquefois un inconvénient dans cette application spéciale. Si en effet la bague est aussi dure ou plus dure que le corps du piston, ce dernier s'usera autant ou plus qu'elle, ce qu'il faut éviter car le segment, de faible poids et de peu de valeur, est d'un tournage ou d'un remplacement moins dispendieux que le réalésage du cylindre. Ce segment est en somme un organe sacrifié d'avance à l'usure qui doit l'entamer seul. Cependant il est bon qu'il soit composé d'un métal présentant une dureté suffisante pour que cette usure ne soit pas trop rapide. Il y a donc là un juste milieu d'autant plus difficile à garder que les segments, étant de petit volume, se refroidissent plus vite après la coulée que le cylindre et par conséquent ont une tendance à se tremper et à durcir davantage. On doit donc avoir soin de confectionner les bagues en fonte douce, d'autant plus que le métal du cylindre, si la pièce est compliquée, est généralement assez doux lui-même. C'est surtout pour éviter des réalésages trop fréquents des cylindres que la marine française a, pendant longtemps, garni d'antifriction les bagues des machines de ses grands cuirassés et croiseurs ; cependant, cette coutume est à peu près tombée en désuétude. L'antifriction est un peu molle pour cet emploi et, comme elle n'a pas de prise sur la fonte, la paroi du piston ne prend jamais un beau poli.

On donne aux cylindres de torpilleurs une épaisseur, aussi faible que le permettent les exigences du moulage ou de la coulée, qui ne permet guère de les réaléser. Pour éviter qu'ils s'usent trop rapidement, M. A. Normand a fait un grand usage, pour les pistons de ces machines, de segments en bronze qui, moins durs que la fonte, s'usent sans entamer les cylindres. Quand on visite ces derniers après quelques jours de fonctionnement, on les trouve recouverts intérieurement d'une mince couche de bronze adhérent fortement aux parois. Le but cherché est ainsi obtenu d'une manière plus

complète et plus satisfaisante qu'avec l'antifriction d'autant plus que ces segments sont minces et légers, mais ils nécessitent un graissage abondant et régulier sans quoi ils se rayent rapidement. Il est rare qu'ils fonctionnent sans grincer, comme d'ailleurs les tiroirs en bronze sur glace en fonte employés par suite de considérations analogues.

La garniture de piston la plus simple, telle qu'on l'applique aux petites machines et aux locomotives, se compose d'un segment simple, généralement en fonte, coulé et tourné sous forme d'une bague continue d'un diamètre extérieur supérieur de quelques centimètres à l'alésage du cylindre. On vient ensuite couper cette bague sur une longueur telle qu'en la pressant et sans amener les bords en contact on puisse la faire pénétrer dans le cylindre. Quand son diamètre est inférieur à $0^m,60$, elle possède une élasticité suffisante, par suite de sa tendance à reprendre son diamètre primitif, pour s'appliquer fortement sur la paroi intérieure du cylindre et assurer l'étanchéité du piston. Pour les grands pistons, avec les épaisseurs usuelles de segment, cette bande naturelle n'est généralement pas assez forte, on l'augmente au moyen de ressorts comme nous le verrons ailleurs.

Une fois tourné, dressé et coupé, le segment est placé dans la cannelure du piston destinée à le recevoir. Il doit s'y ajuster à frottement doux, sans jeu sensible dans le sens longitudinal. Le moindre jeu existant au moment de la mise en service augmenterait très rapidement par suite des chocs qui se produiraient à chaque bout de course lorsque le mouvement du piston change de sens. Aussi les gorges du piston sont-elles tournées et dressées avec soin de manière que le segment s'y applique suivant tout son développement. C'est qu'en effet il ne suffit pas que la bague forme avec le corps du cylindre un joint étanche ; il ne faut pas que la vapeur puisse la contourner du côté intérieur pour passer sur l'autre face du piston. Le joint dressé, formé par les faces antérieures et postérieures du segment avec les parois latérales de la gorge du piston sur lesquelles il est successivement appliqué soit par la pression de la vapeur ou l'effort d'entraînement (suivant celui de ces deux éléments qui se trouve prédominant), doit être également étanche.

Pour les pistons présentant des diamètres compris entre $0^m,35$ et $0^m,60$, l'épaisseur des segments est généralement de 12 à $15^m/_m$. Dans les grands pistons des machines marines, on leur donne de 25 à $30^m/_m$.

Il est bon que la bague ait une hauteur assez considérable pour présenter une surface frottante suffisante et, dans les appareils de navigation qui doivent fonctionner pendant de longues périodes, on leur donne souvent la hauteur du piston (fig. 149).

Le joint des bagues à leur coupure est nécessairement le point faible de la garniture qui laisse passer la vapeur si l'on ne prend pas les précautions nécessaires.

On y remédie, dans les locomotives, en tournant le corps du piston à un diamètre inférieur seulement d'un millimètre environ au diamètre intérieur du cylindre, de sorte que la bague ne fasse plus saillie que d'un demi-millimètre en moyenne au-dessus de la couronne, ce qui réduit à presque rien la section de la partie par où la fuite peut se produire.

Il vaut mieux (fig. 155 à 164) faire la coupure de la bague à languette. D'ailleurs, en disposant sur le même piston deux segments à joints croisés de 180°, on diminue encore la tendance aux fuites (fig. 130).

Dans les segments des machines marines, qui présentent une grande hauteur, on peut disposer le joint suivant un des systèmes représentés figures 155 à 164. Le plus employé est représenté figures 155-156. Derrière la bague A, on place un couvre-joint *a* qui s'applique parfaitement sur sa face interne et que l'on tient par des vis sur un des abouts du segment de sorte que, tout en masquant le joint, il permet à la bague de s'ouvrir ou de se fermer de la quantité nécessaire. Au milieu de ce couvre-joint, est rivée une languette en fonte *b* rabotée, faisant saillie jusqu'à la surface extérieure de la garniture, à cheval sur la coupure et pénétrant à l'intérieur de deux saignées pratiquées dans les bouts du segment. Le joint reste ainsi étanche sans rien perdre de son élasticité.

On doit recommander de pratiquer la coupure des bagues obliquement afin qu'elles ne rayent pas le cylindre (fig. 156).

Dans les machines verticales ou dans les machines horizontales dont le piston possède une contre-tige, il n'est pas nécessaire que le segment, en aucun des points de sa circonférence intérieure, vienne en contact avec le corps du piston. Dans les autres machines, c'est le segment qui doit porter, à sa partie inférieure, le poids du piston. Pour qu'il n'y ait pas de désaxement et comme il doit sur tous les autres points de la circonférence exister, entre le corps et la garniture du piston, un jeu nécessaire à l'élasticité du système, on doit alors, ou excentrer vers le bas le corps du piston (fig. 138), ou donner au segment une épaisseur variable plus grande à la partie inférieure, ou placer à la partie basse, une cale entre la souche et la bague. On voit cette cale en *c* (fig. 130) et en K (fig. 143 et 146). C'est ce dernier système que nous recommanderions de préférence ; en disposant à égale distance de part et d'autre de la génératrice inférieure du piston, à l'extrémité de rayons faisant entre eux un angle de 50° environ, deux cales dans la gorge du piston entre la souche et la bague, on répartit le poids du piston sur une large fraction de la circonférence du cylindre et on peut même éviter l'ovalisation, car le poids qui s'exerce dans la région inférieure du segment tend à l'ouvrir vers le haut et par conséquent à l'appliquer en tous ses points sur le cylindre. Quand cette disposition est adoptée ou quand on excentre la souche du piston, on doit repérer au pointeau sur le piston, d'une manière bien visible, la partie qui

correspond à la génératrice supérieure afin d'éviter toute erreur de montage.

Les garnitures des pistons appartenant aux machines puissantes et particulièrement aux appareils de navigation des types ordinaires, sont presque toujours du système représenté figures 148-150. La bague B, de section rectangulaire, est d'épaisseur uniforme en tous ses points. Dans le sens vertical, elle est maintenue entre le bord du piston et une couronne C rapportée, maintenue sur le corps du piston par des boulons *d* dont la tête en bronze *e* est noyée dans le corps du piston. Cette couronne permet le démontage facile du segment sans qu'il soit nécessaire de sortir le piston du cylindre. Avec ce dispositif la bague est moins haute que le piston et on perd ainsi une surface qu'il est avantageux, surtout dans les machines horizontales, d'utiliser pour le frottement. On donne alors fréquemment au segment la section de la figure 149, sans augmenter la hauteur de la gorge du piston ; on peut avoir aussi un segment de même hauteur que le piston. Il convient de laisser entre les bossages extérieurs du piston ou ses couronnes et la face intérieure de la bague, un jeu qui peut n'être que de quelques millimètres s'il n'y a pas de ressorts auxiliaires mais qui, dans le cas contraire, s'élève quelquefois à $0^m,10$ pour les grands pistons.

L'élasticité de la bague est insuffisante dans les pistons de grand diamètre pour l'appliquer contre les parois du cylindre avec l'énergie nécessaire pour obtenir une étanchéité complète. Aussi ce segment est-il (fig. 150) pressé, du dedans au dehors, par une série de petits ressorts en acier tels que E, logés dans des cavités ménagées à l'intérieur de la gorge du piston.

Le couvre-joint du segment est effectué comme plus haut ; la partie interne est encaissée dans une cavité du piston, de même dimension, qui empêche le segment de tourner.

On trouvera (fig. 141 à 147) les dessins d'ensemble et de détail d'un piston de machine marine horizontale qui est d'un type bien étudié et actuellement fort en faveur.

Le corps du piston C, de forme tronconique, est en acier moulé. Il comporte un moyeu H, très long, dans lequel la tige s'emmanche au moyen d'un cône et se fixe par un écrou. Une gorge *h*, pratiquée dans le bossage, sert à placer un collier destiné à sortir le piston du cylindre pour les démontages.

La garniture, qui se compose d'un simple segment N, est maintenue entre le rebord du piston P et une couronne mobile D. Le segment, d'épaisseur constante, présente une coupe oblique comme on le voit fig. 142. Le couvre-joint est formé par une plaque *d* fixée à la bague par des vis *m* (fig. 145) ; sur un des abouts du segment, les trous du couvre-joint, à travers lesquels passent ces vis, sont ovalisés afin de permettre le jeu de la bague. Au milieu du couvre-joint est vissée une petite fourche en acier *e* entre les branches de

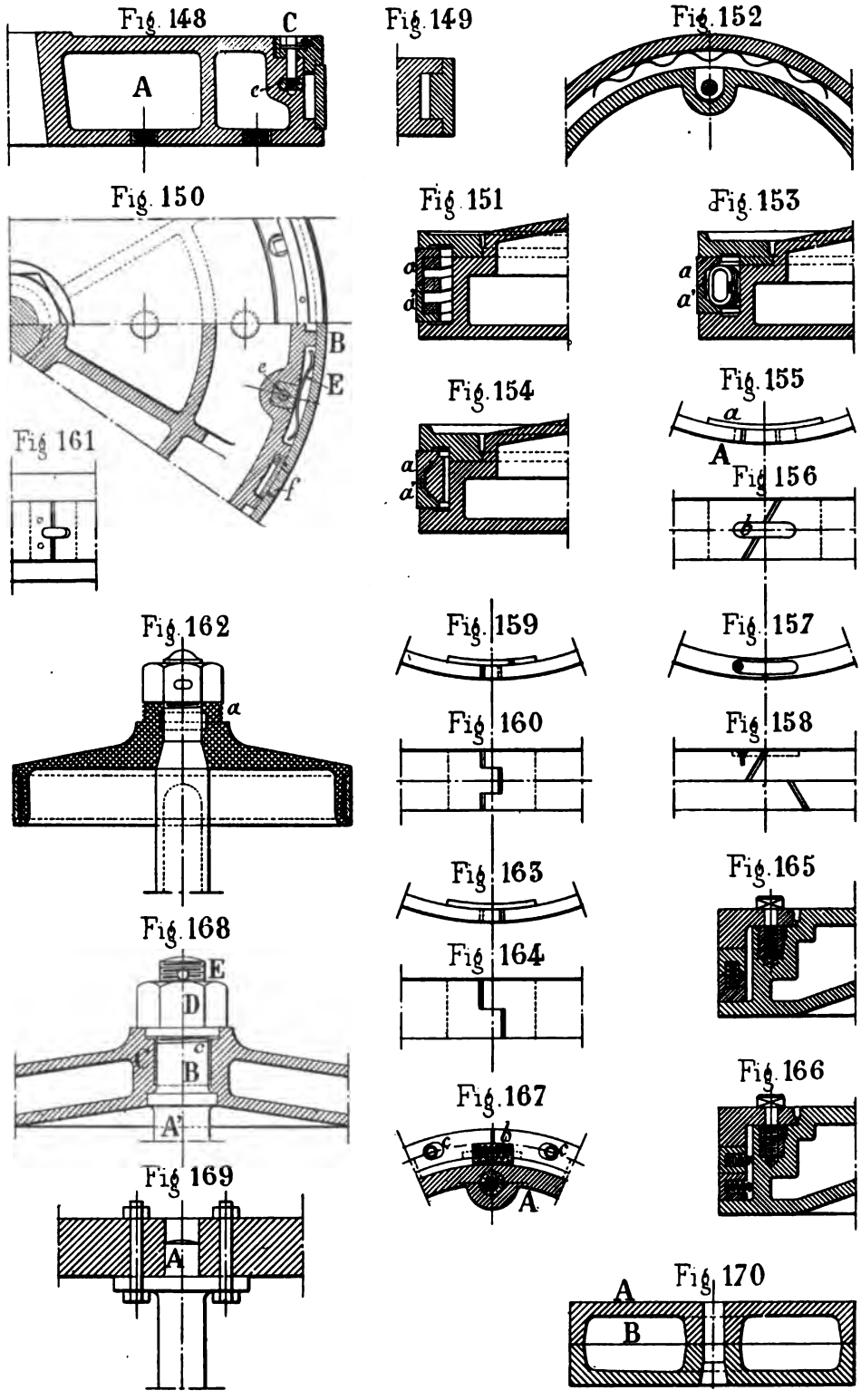


Fig. 148 à 170. — Pistons de machines marines et détails.

laquelle pénètre la tête carrée d'un goujon vissé dans le corps du piston. Ce dispositif a pour but d'empêcher le système de tourner.

La bague N est pressée contre les parois extérieures par des ressorts additionnels *r*, *r'*, etc., très légers et nombreux : il y en a 12 pour le petit piston (diamètre $1^m,25$), et 22 pour le grand cylindre (diamètre $2^m,40$). Ce sont des petits ressorts à lame dont les extrémités sont cintrées en sens inverse de la courbure du ressort afin qu'ils ne touchent pas le segment par une arête. Ces ressorts ne sont pas fixés à demeure sur le corps du piston. Ils portent simplement, chacun en leur centre, une cale *u*, vissée sur la lame, et qui pénètre avec jeu dans une cavité ménagée à l'intérieur des bossages venus de fonte avec le corps du piston.

Ce piston étant destiné à une machine horizontale (à aubes), on a disposé, à la partie inférieure, une cale en fonte K occupant environ le quart de la circonférence. Le piston repose sur le segment, par l'intermédiaire de cette cale, au moyen des quatre bossages *s* analogues à ceux qui maintiennent les ressorts *r*. Des vis *t*, dont la tête s'engage dans de petites cavités de ces bossages, empêchent la cale de tourner.

Le segment est maintenu, du côté opposé à l'arbre, et par où se font les démontages et les visites au moyen d'une couronne en fonte D, dont les figures 144 et 146 indiquent la section, fixée au corps du piston par des prisonniers *o*. Le genre de frein employé pour empêcher le desserrage de leurs écrous est représenté en plan (fig. 143). Une petite lame *f* en fer, cintrée, réunit deux à deux ces écrous dont elle embrasse les têtes au moyen d'une ouverture à six pans. Cette lame est fixée en son milieu au piston par une vis *x*.

On remarquera que la couronne présente, à l'état neuf, le même diamètre extérieur que le segment, elle pénètre à frottement doux dans le cylindre, aussi l'a-t-on confectionnée en fonte. Le piston, qui est en acier et présenterait un mauvais frottement, est tourné extérieurement pour les cylindres à haute et basse pression, suivant un diamètre inférieur de $10^m/^m$ à celui du cylindre.

Ce système de garniture. le plus simple et le plus employé pour les appareils de navigation, n'est pas sans quelques inconvénients. Le premier de tous consiste dans le jeu longitudinal que prend rapidement le segment entre le bord du piston et sa couronne et qui une fois produit augmente très rapidement, grâce au choc qui se produit à bout de course. Or, on ne peut admettre un très grand serrage initial de la bague entre les couronnes, afin de ne pas gêner son expansion.

Pour y remédier, on a quelquefois recours à l'une des trois dispositions représentées figures 151-153-154. Le segment est composé de deux parties jointives et symétriques *a*, *a'*, séparées par le plan médian du piston et présen-

tant une forme en Γ afin d'augmenter la surface de portage du segment de la couronne. Derrière la bague on dispose un ressort continu héliçoïdal, faisant le tour du piston, et qui rappelle les deux fragments de la bague à la fois vers le haut et vers le bas, contre les couronnes, en même temps que vers l'extérieur, contre les parois du cylindre. De cette façon, le segment ne prend jamais de jeu longitudinal. On peut aussi employer la disposition de la figure 165 et placer, dans de petites cavités *ad hoc* ménagées à l'intérieur des segments, des ressorts en spirale appliquant les segments sur leur couronne. Cette disposition présente aussi, aux yeux de quelques ingénieurs, l'avantage d'opérer un serrage assez grand entre la garniture et les couronnes du piston, serrage dont on est maître, et qui a pour effet d'éviter que, au cas où la pression de la vapeur vienne s'exercer par suite de fuite entre les segments et le bord de la couronne sur la partie interne des bagues, celles-ci ne soient trop énergiquement appliquées contre les parois du cylindre d'où résulterait un frottement excessif et de fréquents grippages. On ne peut ajouter qu'une foi médiocre à ces arguments car des expériences précises ont prouvé qu'une plaque glissant sur une surface rodée ne donne guère naissance à un frottement supplémentaire très appréciable quand elle est soumise extérieurement à la pression du fluide si la surface considérée n'est pas percée, sous la plaque mobile, d'une ouverture établissant une communication avec l'air extérieur.

Au lieu d'employer, pour augmenter l'élasticité des segments, des ressorts à lame disposés transversalement comme plus haut ou de petits ressorts à boudin placés normalement au piston comme figure 166, on peut en adopter un seul disposé longitudinalement comme en *b* figure 167 et tendant à écarter les deux abouts du segment.

On trouvera figures 131-132-133-134-135-137-138-139 des pistons de machines fixes pour des diamètres variant de $0^m,40$ à $1^m,00$. Dans le piston des figures 131-132 c'est la couronne, très large, qui forme la seconde toile du piston. Elle n'augmente pas sa solidité mais isole la cavité du piston, empêche que la vapeur ne puisse y pénétrer et diminue le volume de l'espace nuisible.

Les figures 135-137-139-140 représentent des pistons de machines fixes à grande vitesse d'un diamètre de $0^m,35$ à $0^m,50$.

64. — La Couronne Mobile du Piston (fig. 144-146-148) se fait quelquefois en fonte, mais comme sa forme est toujours simple il est préférable de la confectionner en fer ou en acier forgé ; on peut ainsi, à résistance égale, la faire plus mince et plus légère.

On la tient sur le piston, soit à l'aide de boulons dont l'écrou en bronze, pour éviter la corrosion, est logé dans une niche du piston (fig. 148-150), soit à l'aide de vis (fig 165-166). Dans ce dernier cas, il est indispensable,

si le piston est en fonte, d'interposer entre la vis et le corps du piston une douille en bronze filetée que l'on empêche de tourner à l'aide d'une petite vis à mi-fer.

Sous l'action des chocs et du mouvement alternatif du piston, les vis ou les écrous des boulons de la couronne ont une tendance à se desserrer. Pour y remédier on doit les munir de freins tenus par des petites vis sur la couronne. On les remplace quelquefois par une bague continue en fer, très légère, fixée à la partie supérieure de la couronne, qui présente des parties plates venant s'appliquer sur les écrous ou les têtes des vis et les empêchent de se desserrer.

65. — Les Tiges de Piston se font toujours en acier, de préférence même en acier demi-dur (R = de 50 à 60 kil.) afin qu'elles soient moins sujettes à s'user ou à se rayer dans les garnitures. Elles doivent présenter une cylindricité absolue et une surface parfaitement polie.

Dans les machines à bielle en retour et dans quelques appareils très puissants, présentant des pistons de grand diamètre, on dispose deux tiges par piston. C'est une pratique à laquelle on ne devra pas avoir recours sans des motifs plausibles, car elle demande un très grand soin dans l'ajustage et le montage. Il est difficile d'obtenir que les trous d'assemblage des deux tiges dans les pistons et ceux des garnitures soient exactement parallèles et, s'il en est autrement, les tiges forceront dans les presse-étoupes. En outre, un tel système demande deux garnitures de tiges au lieu d'une, ce qui veut dire plus de frottement, de surveillance et d'entretien.

L'assemblage de la tige sur le piston s'effectue suivant des dispositifs très variés, mais se rattachant à deux classes suivant que la tige, se démontant sur la crosse, est *fixée à demeure au piston* ou suivant que, fixée à demeure au contraire sur la crosse, elle forme *avec le piston un assemblage facilement démontable*. Dans les deux cas, cet assemblage doit être fait avec le plus grand soin, présenter la plus grande solidité et ne permette aucun ébranlement. Il est nécessaire en outre qu'il soit parfaitement étanche afin que la vapeur ne puisse passer d'un côté du cylindre dans l'autre. De plus, le montage doit être opéré de telle sorte que l'axe de la tige du piston se confonde exactement, sur toute sa longueur, avec celui du cylindre et du presse-étoupes. Autrement dit, la tige doit être rigoureusement perpendiculaire aux faces transversales des segments.

Quand la tige est fixée sur le piston au moyen d'un assemblage à demeure, elle se démonte avec le piston quand on retire celui-ci du cylindre et la partie qui s'assemble dans la crosse doit pouvoir passer à travers la bague de fond du presse-étoupes. Quand au contraire l'assemblage sur le piston est démontable, on retire le piston seul du côté du fond ; la tige sort du côté

de l'arbre et c'est la partie qui s'assemble sur le piston qui doit traverser le plateau faisant face à l'arbre. Quelques constructeurs disposent les tiges de façon qu'elles soient démontables à la fois sur le piston et sur la crosse.

Assemblages non démontables des tiges sur les pistons. — Pour les petites machines et surtout pour les marteaux-pilons où la violence des chocs rend désirable un assemblage rigide, on faisait, à une certaine époque, venir la tige de forge avec le corps du piston, alors en fer. Ce système est évidemment celui qui donne le plus de solidité, mais, outre de réelles difficultés d'exécution quand le piston atteint un certain diamètre, ce dispositif présente un grave inconvénient qui doit le faire rejeter sans discussion. La tige s'use infiniment plus vite que le corps du piston, elle est en outre soumise à des risques de grippage dans sa garniture, de flexion ou de rupture, qui nécessitent parfois son changement. Il faut alors ou mettre le piston à la ferraille ou venir lui souder une nouvelle tige, par conséquent le chauffer, ce qui entraîne un nouveau tournage et un changement des segments. Cette dernière opération est onéreuse et d'une exécution impossible à bord des navires par exemple. Aussi préfère-t-on aujourd'hui, pour les pistons fixés à demeure, employer un mode d'assemblage facile à démonter à l'atelier sans avarier le piston.

Le plus simple de ces dispositifs est représenté figure 139. La tige porte, du côté de l'arbre, un collet qui vient s'appliquer sur le moyeu du piston ; elle est en outre entrée à frottement très dur dans le bossage soit à la presse hydraulique, soit après chauffage du piston. On complète l'assemblage en rivant à froid l'extrémité de la tige dans une fraisure ménagée sur la face avant du bossage. Dans le piston de la figure 130, l'emmanchement est légèrement conique et c'est la rivure seule, d'assez grande hauteur, qui assure la solidité de l'assemblage ; le démontage de la tige est assez difficile car il faut enlever au burin une assez grande quantité de métal avant de pouvoir retirer la tige. En outre, surtout si l'assemblage est opéré à froid, il ne conserve pas longtemps sa rigidité et le piston finit par branler sur sa tige. Nous préférons l'assemblage représenté figures 133-139, entièrement opéré à froid et néanmoins d'une grande solidité. La partie de la tige qui pénètre dans le piston est cylindrique et forcée à la presse hydraulique dans le piston ; la rivure, qui n'est plus en réalité qu'un matage, est une simple mesure de sécurité et, vu son peu de hauteur, on la burine facilement quand il faut remplacer la tige que l'on sort également à la presse.

Une bonne disposition que nous n'avons pas représentée dans nos figures parce qu'elle s'applique surtout aux locomotives, consiste à visser la tige sur le piston après avoir chauffé celui-ci à une température de 150° C. environ pour donner plus de serrage. On vient ensuite river le bord de l'extrémité de la tige dans une petite fraisure du piston afin d'empêcher le desserrage.

Assemblages démontables des tiges sur les pistons. — Ce sont les seuls que l'on puisse employer pour les machines marines, le remplacement d'une tige brisée ou faussée devant se faire rapidement à la mer sans autre outillage qu'une clef.

Le piston est serré au moyen d'une clavette ou d'un écrou contre un collet ou un cône ménagé sur la tige.

Les clavettes ne s'emploient plus guère parce qu'elles ont tendance à se desserrer. On en trouvera un exemple fig. 134 dans lequel la contre-tige et le piston sont assemblés sur la tige à l'aide de clavettes.

Le seul mode d'assemblage usité pour les appareils de navigation et qui est aussi de beaucoup le plus répandu pour les machines fixes, est à collet ou cône et écrou vissé sur la tige.

Le premier système, employé pour les pistons des figures 135, 138, 162, est représenté à plus grande échelle figure 168. La tige A porte un collet B sur lequel vient s'appliquer le moyeu C du piston. Afin de diminuer le volume de l'espace mort, ce collet est noyé dans le bossage du piston, tourné et alésé en ce point. Quand il en est autrement, le fond du cylindre doit comporter une cavité, de diamètre et de profondeur un peu supérieurs à ce collet, où ce dernier vient se loger à bout de course. La partie supérieure de la tige porte un filetage E sur lequel vient se visser un gros écrou D qui se sert sur le bossage du piston dont la face correspondante est tournée. Une fois serré, cet écrou est maintenu par une goupille *a*.

Pour empêcher l'adhérence et la corrosion de la partie de tige qui pénètre dans le piston, la Marine française fixe quelquefois, à l'intérieur du moyeu, après alésage, une douille en bronze ou en laiton *c* fortement serrée au maillet.

Ce genre d'assemblage est d'une exécution simple et peu coûteuse, mais on peut lui reprocher de présenter souvent quelque difficulté au démontage par suite d'une adhérence excessive de la tige dans le moyeu, surtout si le piston n'a pas été visité depuis longtemps et qu'il se soit produit un peu d'oxydation. Aussi vaut-il mieux adopter les assemblages sur cônes que les assemblages à collets. On en trouvera de nombreux exemples, figures 136, 141, 162. Avec ce dispositif, si l'inclinaison du cône est suffisante, on détache facilement le piston aussitôt le desserrage de l'écrou. Afin d'éprouver encore moins de difficulté, il est bon de supprimer complètement la partie cylindrique et de donner au cône toute la hauteur du bossage, comme figure 136. Avec les pistons en fonte, on peut craindre que le cône, faisant coin, ne vienne fendre le piston si le serrage est excessif, mais avec les pistons en acier de plus en plus employés, cet assemblage ne présente aucun danger de ce genre et doit être préféré à tous les autres.

Afin d'assurer la facilité du démontage dont la nécessité se présente très

souvent dans les machines marines, on doit avoir soin, au moment du montage du piston sur sa tige, de graisser abondamment, à l'huile minérale épaisse, le collet, la partie qui s'emmanche dans le piston et le filetage.

Les écrous de piston ont une tendance à se desserrer en marche, par suite surtout des changements de direction du piston. Les freins ordinaires ne sont pas assez énergiques d'autant plus que, enfermés à l'intérieur du cylindre, on ne pourrait les surveiller. On préfère maintenir l'écrou au moyen d'une goupille le traversant ou tout au moins placée à mi-fer. On peut aussi, comme figures 141-143, employer un écrou à chapeau, ce dernier traversé par trois petits goujons vissés dans le centre du piston.

Dans quelques machines de très grande puissance construites récemment, on aurait éprouvé quelques difficultés pratiques à confectionner mais surtout à mettre en place et à démonter les écrous de tige de piston uniques qui auraient eu des dimensions excessives. On y a remédié en adoptant l'assemblage représenté figure 169. La tige de piston se termine par un petit plateau tourné, parfaitement perpendiculaire à l'axe de la tige, qui vient s'ajuster sur une portée rabotée du piston, de même diamètre. L'assemblage est opéré à l'aide de trois boulons traversant complètement le piston. La tige porte en outre un téton A, dépassant le plateau, qui sert de repère au montage.

66. — Quand la Tige du Piston n'est pas venue de forge avec la crosse, elle est, dans l'immense majorité des cas, fixée à cette dernière au moyen d'un emmanchement conique et d'une clavette. S'il en est ainsi, la tige peut être fixée à demeure sur le piston et se démonte avec lui.

Dans les machines à pilon en général, et dans les appareils de navigation en particulier, la crosse est le plus souvent venue de forge avec la tige qui doit alors être fixée au piston par un écrou et se démonter par le fond du cylindre tourné du côté de la manivelle.

L'emmanchement à cône de la tige dans la crosse est généralement disposé de telle sorte que son plus grand diamètre est supérieur à celui de la tige afin qu'il reste assez de matière de chaque côté de la clavette. La bague de fond du presse-étoupes doit, quand il en est ainsi, être en deux pièces afin de permettre à la saillie, formée par le cône, de traverser le fond du cylindre lors du démontage. Pour éviter cet inconvénient, quelques constructeurs, quand les tiges sont largement calculées et que les clavettes sont en acier très dur et par conséquent relativement minces, donnent au cône un diamètre maximum égal à celui de la tige, mais cela n'est pas à recommander.

On donne généralement à ce cône les proportions suivantes :

Diamètre de la tige.	D
Diamètre maximum du cône . . .	1,1 à 1,20D

Diamètre minimum du cône. . . .	1,05 à 1,17D
Longueur du cône	2,20 à 2,40D
Hauteur moyenne de la clavette . .	0,90 à 1,00D.

67. — Les Contretiges de Piston ont pour but d'empêcher le corps du piston de porter latéralement sur le cylindre ou sur les segments du piston, prévenant ainsi un frottement anormal, une usure intempestive et irrégulière des parois du cylindre, l'ovalisation de ces dernières sous l'influence du poids du piston et le déplacement transversal du piston sur ses segments.

Comme nous l'avons dit ailleurs, les contretiges sont à peu près indispensables dans les machines fixes horizontales de grandes dimensions, à moins que le corps du piston ne soit très haut et tourné sensiblement au même diamètre que le cylindre, comme dans la disposition citée ailleurs.

Dans les machines fixes verticales, les contretiges sont peu justifiées à moins que le piston n'ait un jeu transversal très appréciable sur ses segments et ne soit pas centré sur ces derniers par des cales. Dans les fortes machines marines à pilon, on ne croit pas pouvoir s'en dispenser afin d'éviter le ballottement latéral du piston sur ses bagues et pour que, dans les coups de roulis, le piston ne soit amené à frotter d'une manière intempestive contre les parois du cylindre, soit directement, soit par l'intermédiaire des segments. Les machines des navires de guerre, qui doivent se loger sous un pont cuirassé nécessitant une grande compacité, font seules exception à cette règle.

On n'a pas toujours recours, pour les machines horizontales, malgré leurs avantages, à l'emploi des contretiges, parce qu'elles entraînent une certaine complication et augmentent l'encombrement de la machine. Aussi, ne les considère-t-on généralement comme indispensables que pour les appareils très puissants. On devra autant que possible y avoir recours quand l'emplacement ne fait pas défaut, tout au moins pour les machines possédant des cylindres d'un diamètre supérieur à $0^{m},500$. Dans les appareils compound jumelés, quelques constructeurs n'adoptent de contretige que pour le grand piston qui présente la même hauteur que le piston à basse pression, bien qu'il soit plus lourd.

La *Contretige*, dans sa forme la plus simple, n'est en somme qu'un prolongement de la tige du piston traversant le couvercle, du côté opposé à l'arbre, dans un presse-étoupes, sur le grain duquel elle repose, supportant ainsi une partie du poids du piston (l'autre partie portée par la tige) et centrant ce dernier sur ses segments. Le diamètre de la contretige est nécessairement inférieur à celui de la tige proprement dite, à moins d'employer des artifices particuliers (fig. 134), puisque l'assemblage du piston sur sa tige, dans l'immense majorité des cas, est opéré au moyen d'un écrou se vissant

sur une partie filetée que porte la tige, du côté du couvercle. Son diamètre maximum doit donc être légèrement inférieur à celui de la tige du piston au fond des filets afin de permettre le montage et le démontage du piston (fig. 138). C'est là un inconvénient, car la surface de portage de la contretige dans le grain du presse-étoupes est nécessairement réduit et il se produit à la longue une usure qui, si faible soit-elle, n'en entraîne pas moins un désaxement du piston. Les avantages du système subsistent cependant car, malgré cette usure, le piston ne vient pas porter sur le fond du cylindre qui ne tend plus à s'ovaliser.

Pour éviter l'inconvénient dont nous venons de parler, beaucoup de constructeurs, particulièrement pour les machines puissantes, terminent la contretige, du côté opposé au cylindre, par un coulisseau qui se meut dans une glissière isolée, reposant sur des colonnettes soutenues par le massif des fondations ou un prolongement du bâti.

Quand on adopte une telle disposition, le montage doit être effectué de telle sorte que le poids du piston et de sa tige repose uniquement sur les patins de la crosse et du coulisseau de la contretige, les tiges passant librement dans les bagues de fond et les chapeaux des presse-étoupes ajustés avec un faible jeu. Il serait difficile d'obtenir un montage suffisamment méticuleux pour assurer le parallélisme rigoureux des axes des deux presse-étoupes du cylindre et des deux glissières.

On doit admettre cependant que la tige et la contretige fléchissent un peu sous l'action du poids du piston et qu'il peut se produire un certain coincement dans les bagues des presse-étoupes, à moins de laisser le jeu voulu, soit à la tige dans la bague du presse-étoupes, soit à cette dernière dans le fond du cylindre. Il suffit d'ailleurs de quelques dixièmes de millimètre.

Cette glissière de la contretige est un des organes dont le graissage soit le plus facile ; il suffit de ménager à son pourtour un rebord de quelques centimètres qui empêche l'huile de s'écouler, et d'y maintenir une couche de lubréfiant de quelques centimètres de hauteur.

Le coulisseau de la contretige et sa glissière se font toujours en fonte ce qui assure un bon frottement.

Dans les machines marines à pilon, on se dispense toujours de glissières pour les contretiges, puisque l'effort latéral du piston, n'étant plus que minime, s'exerce alternativement dans différentes directions.

Pour éviter que le personnel puisse être blessé par la contretige, dans son mouvement de va-et-vient, il convient, quand l'arrière de la machine n'est pas protégé par une main-courante, de l'entourer d'un fourreau léger que l'on fait en bronze ou en laiton. Ce fourreau s'adapte alors, au moyen de vis ou de boulons, sur le chapeau même du presse-étoupes.

On profite souvent de cette addition, surtout dans les machines marines à

pilon, pour se dispenser d'un presse-étoupes sur la contretige (figure 64).

Dans ce cas, le fourreau, en bronze, est alésé intérieurement; on lui donne une épaisseur suffisante pour qu'il puisse résister à la pression de la vapeur. La tige y est ajustée librement. Ce fourreau est fermé à son extrémité opposée au cylindre; il est monté sur la bague en bronze remplaçant la garniture et qui est creusée intérieurement de cannelures parallèles. La vapeur ne s'y introduit pas à la pression d'admission, en raison de la vitesse de piston et de la faible section libre autour de la tige qui constitue presque un joint étanche. Il s'établit à l'intérieur du fourreau une pression moyenne peu variable et celui-ci n'augmente pas sensiblement le volume de l'espace mort. Ce système n'est toutefois à recommander que pour les machines à grande vitesse de piston. Il présente alors l'avantage de la suppression d'une garniture.

D'ailleurs, il est bon de remarquer que les presse-étoupes des contretiges dans les machines à pilon sont d'un entretien plus difficile que ceux des tiges proprement dites. Ils sont souvent affectés par un manque de graissage car ils ne sont pas, comme ceux du fond, arrosés par l'écoulement de l'eau qui séjourne toujours dans le cylindre. L'huile, chassée par la vapeur, ne pénètre pas le plus souvent jusqu'aux rondelles inférieures qui durcissent. Quand on fait usage de vapeur à haute pression, c'est là un sérieux inconvénient des contretiges comportant des garnitures. Le graissage des presse-étoupes supérieurs des grands cylindres ne donne pas lieu aux mêmes inconvénients. En effet, tout au moins dans les machines à triple expansion, la pression à l'intérieur du cylindre de détente finale, pendant la plus grande partie de la course, du côté même de l'admission, est inférieure à la pression atmosphérique, de telle sorte que l'huile, déposée dans le godet de la garniture, se trouve aspirée vers l'intérieur et vient lubréfier la garniture. C'est d'ailleurs au cylindre de détente que la contretige est le plus nécessaire en raison du poids plus grand du piston et du plus grand diamètre du cylindre qui rend l'ajustage moins précis.

CHAPITRE VII

CROSSES DE TIGE DE PISTON ET GLISSIÈRES

Desiderata que doivent remplir les crosses et glissières. — Différents types de glissières. — Proportions des crosses de tige de piston. — Surface des coulisseaux. — Matériaux à employer. — Détails de construction des crosses et des glissières.

68. — La Crosse de Tige de Piston, Guidée par les Glissières et sur laquelle vient s'articuler la bielle motrice, assure le mouvement rectiligne de la tige de piston malgré la composante transversale due à l'obliquité de la bielle motrice.

Autrefois, dans les machines à balancier, ce mouvement rectiligne était assuré à l'aide d'un *parallélogramme* composé de tiges articulées, disposées de telle sorte que le point relié à l'extrémité de la tige du piston décrivait une ligne très sensiblement droite. Cette disposition cinématique donnait lieu à un très faible frottement mais était sujette à se dérégler rapidement par suite d'usure dans les articulations; elle était en outre coûteuse et compliquée. Aussi est-elle remplacée, pour les appareils horizontaux ou verticaux qui ont succédé aux machines à balancier, par des glissières rectilignes, parallèles à l'axe du cylindre, et guidant l'extrémité de la tige du piston au point où vient s'articuler la bielle motrice.

Ces glissières doivent présenter une section suffisante pour résister sans fléchir à la composante transversale due à l'obliquité de la bielle motrice, et les patins des coulisseaux de la crosse une surface frottante assez étendue pour qu'il ne se produise qu'une usure extrêmement minime. Pour un sens déterminé de rotation, cette composante est dirigée du même côté et par conséquent applique toujours le coulisseau sur la même glissière.

Si l'on ne devait craindre certains efforts anormaux et des effets d'inertie qui peuvent modifier légèrement la direction de l'effort transversal, il suffirait, pour les machines destinées à tourner toujours dans le même sens, d'une seule glissière placée du côté voulu de la tige du piston ; les doubles glissières ne seraient plus nécessaires que pour les appareils destinés à fonctionner alternativement dans les deux sens de la marche. Toutefois, les tiges de piston des machines à vapeur sont toujours guidées des deux côtés, la glissière opposée à l'effort qui correspondrait à la marche arrière pouvant présenter une surface frottante moins considérable dans les moteurs fonctionnant toujours dans le même sens, comme les machines fixes, ou dans ceux ne marchant qu'exceptionnellement en arrière, comme la plupart des machines marines. Dans les locomotives, qui peuvent être exposées à fonctionner également dans les deux sens, on donne généralement la même forme et la même surface aux deux glissières.

D'autre part, dans les machines horizontales, la glissière inférieure étant d'un graissage plus facile que la glissière supérieure dont la face utile est tournée vers le bas, on devra toujours, quand cela sera possible, disposer le sens de rotation de la machine de telle sorte que ce soit la première qui travaille normalement. Il en est toujours ainsi dans les machines fixes. En ce qui concerne les locomotives, c'est le contraire qui a forcément lieu pour la marche en avant, les cylindres précédant l'essieu moteur. Dans les machines verticales, les facilités de graissage sont les mêmes pour les deux glissières mais on doit fixer le sens de la rotation de telle sorte que la glissière qui reçoit l'effort quand l'appareil tourne dans le sens normal, plus exposée aux échauffements et aux grippages, soit tournée du côté du mécanicien et visible de ce dernier lorsqu'il occupe son poste usuel. C'est ainsi que, dans les machines marines, le sens de la rotation est presque toujours choisi de telle sorte que la glissière située du côté du condenseur corresponde à la marche avant, le mécanicien se tenant normalement du côté opposé.

Les glissières n'ont pas seulement pour but de s'opposer à l'action de l'effort normal dû à l'obliquité de la bielle, mais aussi à guider transversalement la tige du piston et d'empêcher qu'elle n'ait tendance à tourner autour de son axe. Elles doivent donc être également étudiées dans ce but et disposées de telle sorte que, tout en présentant le frottement minimum, elles assurent un guidage parfait.

69. — Les Crosses et les Glissières présentent une très grande variété dans leur système et dans leur mode de construction, mais elles peuvent se rattacher à trois types principaux :

1° *Dispositif comportant quatre glissières situées deux à deux, de part et d'autre de la tige ;*

2° *Dispositif comportant deux glissières placées dans le plan d'oscillation de la bielle, de chaque côté de la tige ;*

3° *Dispositif comportant une seule glissière située dans le plan d'oscillation de la bielle et d'un côté de la tige, dont les deux faces servent l'une pour la marche avant, l'autre pour la marche arrière.*

Ces trois systèmes sont à peu près également répandus, toutefois, le second est presque seul usité pour les machines fixes à bâti Corliss, et, avec le troisième, le seul adopté pour les machines marines. Le premier est surtout employé pour les locomotives et les machines fixes à grande vitesse et horizontales.

1° *Dispositifs à quatre glissières.* — La figure 256 représente un dispositif de ce genre dans son application à une machine fixe.

La tête A de la tige du piston T porte une traverse B qui se termine, à ses extrémités, par deux tourillons CC' sur lesquels on monte des coulisseaux qui la guident et se meuvent entre deux glissières rapprochées, fixées au bâti. La bielle se termine par une fourche qui vient s'articuler sur la traverse à l'aide de deux têtes EE'.

Dans son application aux locomotives et aux machines à grande vitesse, ce système de glissières subit une modification assez importante. Les deux paires de glissières sont aussi rapprochées que possible et c'est la crosse elle-même qui forme la fourche à l'intérieur de laquelle vient se placer la petite tête de bielle. La traverse de tige de piston est très courte et les coulisseaux sont placés contre la crosse (fig. 175-176). D'autres fois, les coulisseaux sont venus de fonte ou de forge avec la crosse et le tout est traversé par le tourillon de pied de bielle (fig. 186-187).

Ce système subit parfois des variantes importantes. Ainsi, dans la figure 238 qui représente la crosse de tige de piston d'une machine de paquebot à aubes, il n'y a plus en réalité que deux glissières A placées latéralement dans le même plan horizontal que la tige du piston. Ces glissières, constituées de deux barres en acier de section rectangulaire sont embrassées par des crosses en acier BB' en forme de fourche. Une de leurs faces sert pour la marche avant, l'autre pour la marche arrière.

2° *Dispositif à deux glissières* (fig. 171-172). — Les deux glissières sont situées dans le plan d'oscillation de la bielle, l'une au-dessus, l'autre au-dessous de la tige. La crosse présente alors différentes formes que nous examinerons plus tard ; les coulisseaux en sont solidaires et se composent de deux patins qui en forment les faces supérieure et inférieure.

Avec ce dispositif, la bielle est souvent à fourche et embrasse la crosse qui porte deux tourillons latéraux. Dans les machines fixes, la bielle est le

plus souvent droite et c'est la crosse qui forme fourche, la bielle venant s'articuler à son intérieur.

On conçoit que l'écartement de deux glissières doit être suffisant pour permettre le jeu de la bielle puisqu'elles sont dans le même plan vertical. On a construit autrefois un grand nombre de petites machines dans lesquelles les glissières de ce système étaient fort rapprochées, la crosse n'étant plus qu'un simple bloc métallique, rectangulaire, dont les faces supérieure et inférieure formaient coulisseaux. La bielle se terminait par une longue fourche embrassant la glissière de part et d'autre. Cette disposition est actuellement tombée en désuétude.

La figure 196 représente le même genre de glissière appliqué à une locomotive. Les glissières sont alors de simples barres en acier, de section rectangulaire, rapportées.

3° *Dispositif à glissière unique.* — Dans les machines fixes horizontales, la partie du bâti qui se trouve sous la tige de piston est modifiée de manière à constituer la glissière sur laquelle se meut un coulisseau unique solidaire d'une crosse de forme assez simple. (Fig. 197-198 et 201-202.) La partie supérieure du patin dépasse la crosse de chaque côté et se trouve maintenue par une fausse glissière rapportée qui la maintient dans la direction opposée. Si la machine est à renversement, les deux surfaces frottantes formées par ces deux petites glissières latérales doivent être suffisantes pour résister à l'effort transversal pendant la marche arrière.

Ce système est surtout fort employé pour les machines à pilon et les appareils de navigation où la puissance développée dans chaque cylindre est inférieure à 400 ou 500 chevaux. Le sens de la rotation doit être tel que, pour la marche avant qui est la plus fréquente, le patin du coulisseau soit pressé vers le dehors, de manière qu'il s'applique sur la glissière principale ménagée contre le support du cylindre.

Avec ce système, tel que nous venons de l'envisager, la surface utile de la glissière, pour la marche arrière, est moindre que celle qui correspond à la marche avant. On doit en effet, entre les deux barrettes qui maintiennent la crosse de chaque côté, ménager le passage de la partie qui réunit la crosse à son patin. Aussi, préfère-t-on souvent, du moins pour les machines de moyenne puissance et les locomotives, le système représenté figure 195.

La glissière est constituée par une barre rectangulaire dont les deux faces sont rigoureusement parallèles et qui est embrassée par la crosse. Cette même glissière, rapportée et boulonnée sur le bâti, peut ainsi servir également pour les deux sens de la marche. Toutefois, on doit s'attacher à ce que ce soit autant que possible la face tournée vers la tige qui serve de glissière pour le sens de marche le plus usuel. Le graissage en est moins facile pour les ma-

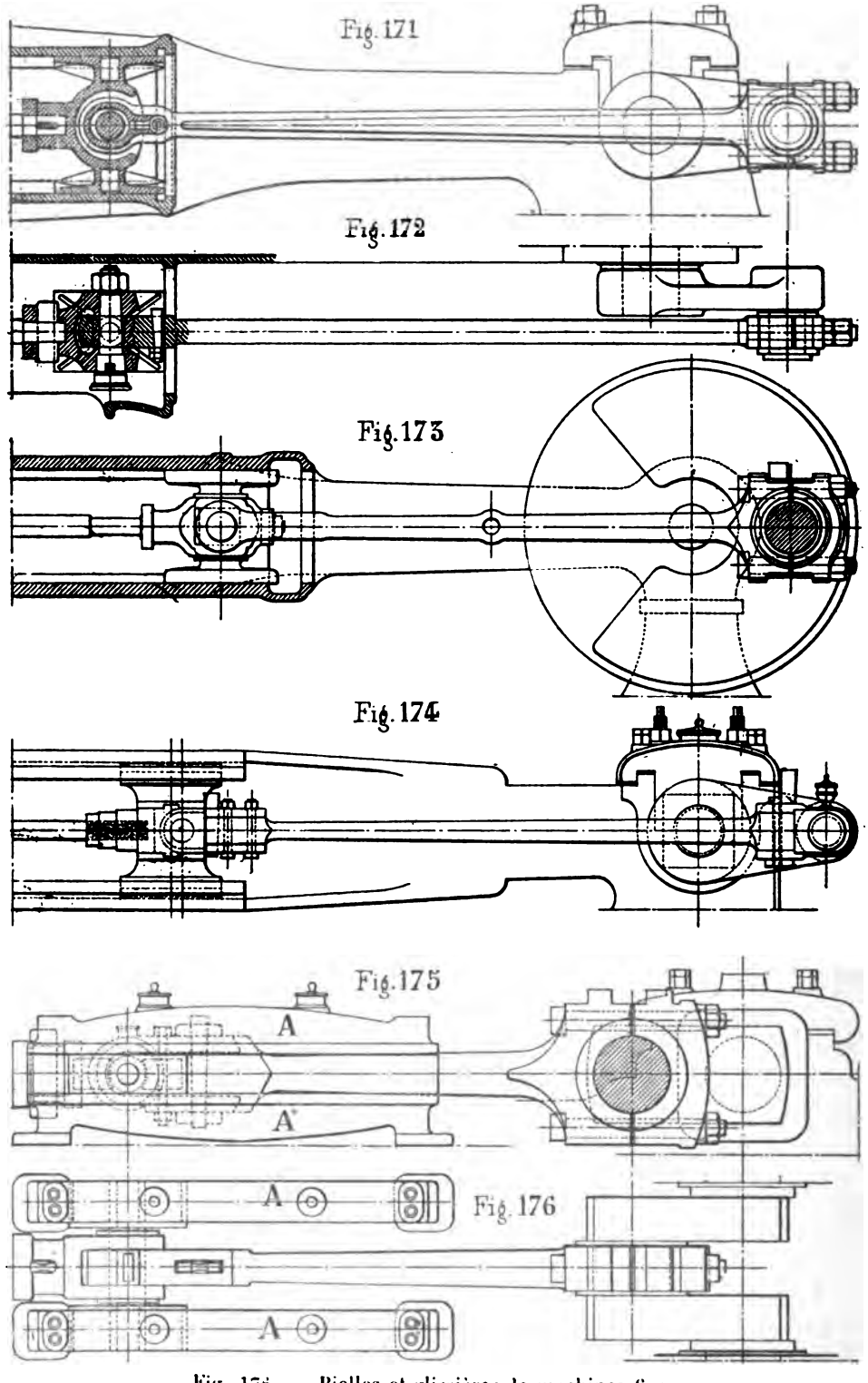


Fig. 176. — Bielles et glissières de machines fixes.

chines horizontales dans lesquelles la glissière est en dessus de la tige, mais la transmission de l'effort au patin est plus directe.

On adopte quelquefois la disposition de la figure 221, qui n'est autre que l'application, aux locomotives ou aux machines à grande vitesse, du premier type ci-dessus décrit de glissière unique avec fausses glissières. Ces dernières sont quelquefois venues de fonte avec les glissières et le patin de la crosse s'introduit par l'extrémité antérieure de la rainure ainsi formée.

70. — Proportions des Crosses de Tiges de piston. — Avant d'examiner le mode de construction des crosses de tiges de piston, nous résumerons les règles qui conviennent le mieux pour déterminer leurs proportions générales, en vue de la résistance aux efforts longitudinaux et transversaux auxquels elles sont soumises et en ce qui concerne le frottement sur les glissières. Le calcul direct est à peu près inapplicable en raison de la forme compliquée que l'on donne ordinairement à ces organes et qui ne permet guère d'évaluer rigoureusement leur résistance. On doit se contenter d'adopter entre l'épaisseur ou la largeur de leurs différentes parties, un rapport déterminé, consacré par l'expérience, avec le diamètre de la tige du piston ou du tourillon de la petite tête de bielle, ce dernier calculé comme nous allons le voir.

Bien que les tourillons de pied de bielles fassent quelquefois corps avec la bielle, nous les considérerons comme étant partie intégrante de la crosse de tige de piston.

71. — Les Diamètres des Tourillons de la crosse doivent être calculés d'abord en vue de résister à l'effort qu'ils ont à supporter, c'est-à-dire à la réaction de la bielle $\frac{P}{\cos \omega}$. On peut toutefois, pour plus de simplicité, les déterminer en fonction de l'effort un peu moindre exercé par le piston, en modifiant convenablement le coefficient adopté ou la résistance par unité de section du métal considéré.

Le tourillon de la crosse peut être composé de deux parties, placées en porte-à-faux, de chaque côté de celle-ci (bielles à fourche) ou compris au contraire entre les deux bras de la fourche. Dans le premier cas, on doit le calculer à la flexion comme un solide encastré à un bout et libre à une extrémité, dans le second cas comme un solide encastré à ses deux extrémités.

Toutefois, la longueur de ces tourillons est assez faible pour qu'on se contente de les calculer au cisaillement en prenant $R = 1,5$ à 2 kil.

Dans la plupart des machines de dimensions moyennes, on fait généralement

$$d = \begin{cases} 1 \text{ à } 1,10\ d' \text{ machines fixes,} \\ 1,25\ d' \text{ machines marines,} \end{cases}$$

$$l = 1{,}3 \text{ à } 1{,}6\ d,$$

où d représente le diamètre du tourillon,

d' id. id. de la tige du piston,

l id. la longueur du bouton.

La longueur l doit être choisie de telle sorte que la pression par unité de surface frottante ld soit inférieure aux chiffres indiqués plus loin.

Il va sans dire que l représente ici la longueur totale du tourillon soit $2l'$, l' étant la longueur de chaque bouton quand les petites têtes de bielle sont à fourche.

Quand le tourillon est rapporté, au lieu d'être venu de forge avec la tige, il est bon de le grossir légèrement de 1/20e à 1/10e.

Si la pression par unité de surface ainsi déterminée est supérieure au chiffre que l'on s'est donné et que l'on soit conduit, pour l'obtenir, à donner à l une valeur supérieure à celle que l'on croit ne pas devoir dépasser dans les conditions particulières considérées, on pourra accroître le diamètre du tourillon, ce à quoi l'on est souvent conduit dans les machines à grande vitesse. Il ne faut toutefois, pour les raisons exposées plus haut, user de ce moyen qu'avec la plus grande modération.

Les tourillons de petite tête de bielle ou de crosse peuvent présenter une surface moindre que le bouton de manivelle parce qu'ils sont soumis à une vitesse plus faible. L'obliquité de la bielle donnant naissance, entre ses deux positions extrêmes, à un angle de 40° par exemple, le coussinet de la petite tête ne décrit qu'un neuvième de circonférence pour un tour complet de la machine [1]. Encore doit-on ajouter que, le diamètre du tourillon étant faible, la vitesse à sa circonférence se trouve de ce fait seul inférieure à celle des tourillons de la manivelle.

La vitesse des parties frottantes y est en effet

$$V' = \frac{4\omega}{360^\circ} \times \frac{\pi d' n}{30}$$

où ω représente l'obliquité maximum de la bielle et d' le diamètre du tourillon. On a toujours

$$\frac{4\omega}{360} \times \frac{\pi d' n}{30} < \frac{\pi d n}{30}$$

puisque $d' < d$ et $\frac{4\omega}{360} < 1$.

On peut donc admettre, pour les boutons de la crosse, des pressions par unité de surface beaucoup plus considérables que pour les autres tourillons. Cette pression peut aller jusqu'à 100 ou 110 kil. par centimètre carré pour

(1) Nous renvoyons au chapitre relatif aux *Arbres* dans lequel nous avons exposé les principes relatifs aux conditions de fonctionnement des tourillons et surfaces frottantes.

les machines à marche lente bien qu'il vaille mieux rester au-dessous de ces chiffres. Pour les appareils à grande vitesse, cette pression ne doit pas être supérieure à 75 ou 80 kil.

Nous résumons, dans le tableau ci-dessous, les proportions que l'on peut appliquer aux principaux types de crosses représentés sur les figures. Ce ne sont bien entendu que des moyennes servant à fixer les idées et permettant de ne pas sortir des proportions usuelles. On devra vérifier, pour les applications spéciales, qu'elles s'accordent avec les chiffres donnés ci-dessus en ce qui concerne l'étendue des surfaces frottantes.

Numéros des figures auxquels se rapportent les chiffres ci-dessus.		177	183	188	203
Diamètre de la tige du piston	(d_1)	d_1	d_1	d_1	d_1
Diamètre du tourillon . .	(d)	1,10 d_1	1,15 d_1	1,20 d_1	1,20 d_1
Diamètre du tourillon à l'emmanchement . . .	d_2	1,10 d	1,10 d	»	1,10d+4,90d
Longueur utile du tourillon	l	1,00 à 1,10 d	1,00 à 1,10 d	1,10 d	1,00 d
Epaisseur des joues latérales ou de la fourche.	e	0,30 d	0,25 d	0,25 d	0,55 d
Diamètre extérieur du bossage recevant le tourillon	d'	2,1 d	2,0 d	»	1,7 d
Diamètres du cône d'emmanchement de la tige de piston	δ	1,20 d_1	1,20 d_1	0,92 d_1	0,92 d_1
	δ'	1,17 d_1	1,17 d_1	0,86 d_1	0,86 d_1
Longueur du cône d'emmanchement de la tige de piston	l'	2,30 d_1	2,40 d_1	1,90 d_1	2,00 d_1
Diamètre maximum du bossage recevant le cône de tige de piston. . . .	δ_1	2,00 d_1	2,00 d_1	2,10 d_1	1,90 d_1
Largeur maximum de la clavette de tige de piston	c	1,00 d_1	1,10 d_1	0,83 d_1	1,00 d
Epaisseur de la clavette de tige de piston	ε	0,20 d_1	0,17 d_1	0,20 d_1	0,24 d_1
Longueur du patin du coulisseau	a	4 à 5 d	5 d	4 d	3,80 d
Largeur du patin du coulisseau	b	1,3 à 1,5 d	1,3 à 1,5 d	0,85 d	0,90 d

72. — La Surface des Patins des coulisseaux doit être calculée d'après la pression qui tend à les appliquer contre les glissières et la vitesse dont ils sont animés, afin de réduire l'usure au minimum et d'éviter les échauffements.

Nous avons vu ailleurs[1] que si f représente le coefficient de frottement,

(1) Voir le chapitre IX.

P la pression totale sur la surface frottante et V la vitesse de la partie frottante, le travail absorbé par le frottement dans l'unité de temps sera $f.P.V$. Donc, absolument parlant, le travail de frottement serait indépendant de la longueur et de la surface frottante. Mais si, comme on doit le faire en pratique, on tient compte de la déformation géométrique, le travail de frottement sera exprimé par $f.\frac{P}{S}.V$ où S représente l'étendue de cette surface. Toutes choses égales d'ailleurs, on devra accroître la surface S pour diminuer le produit ci-dessus. On a donc établi des règles empiriques basées sur l'emploi du *coefficient d'usure* dont la valeur doit varier suivant la vitesse de piston, le coefficient de frottement étant supposé constant et le graissage effectué d'une manière satisfaissante.

Pour les coulisseaux de glissières, ce coefficient d'usure est

$$u = \frac{P}{S} = \frac{P}{L.l}$$

où, P = puissance en chevaux transmise par la tige de piston considérée,

S = aire de la surface utile de ces coulisseaux dont L et l sont les deux dimensions linéaires. S'il y a deux coulisseaux placés de part et d'autre de la tige de piston, de longueur L', on devra poser $L = 2l'$.

M. Widmann a indiqué les valeurs suivantes pour le coefficient d'usure en ce qui concerne les machines marines :

$u < 3\ 000$ marche normale,
$< 4\ 000$ marche forcée.

Ce sont là des relations d'un emploi très commode parce qu'elles sont basées sur la puissance exprimée en chevaux, connue *a priori*, et ne font pas entrer directement en ligne de compte la pression latérale sur les glissières. Comme telles toutefois, elles s'appliquent surtout à des appareils semblablement proportionnés et de construction analogue.

En règle générale, on admet que la pression normale par centimètre carré, s'exerçant sur le coulisseau, ne devra pas excéder :

10 kilogrammes, pour les machines marines à moyenne vitesse.
5 — — — à grande vitesse.
3 à 4 — — — fixes.

73. — Les Crosses de Tiges de Piston se confectionnent le plus souvent en fer ou en acier forgé, mais il convient alors de rapporter les patins que, dans beaucoup de machines fixes, on exécute en fonte.

La fonte est en effet le métal qui convient le mieux pour la confection des patins, à cause du poli et de la dureté qu'elle prend après quelque temps de service si on en a soin. Le bronze se prête mal à cette destination, il est sujet à s'écailler et à donner lieu à de violents chauffages, même s'il est

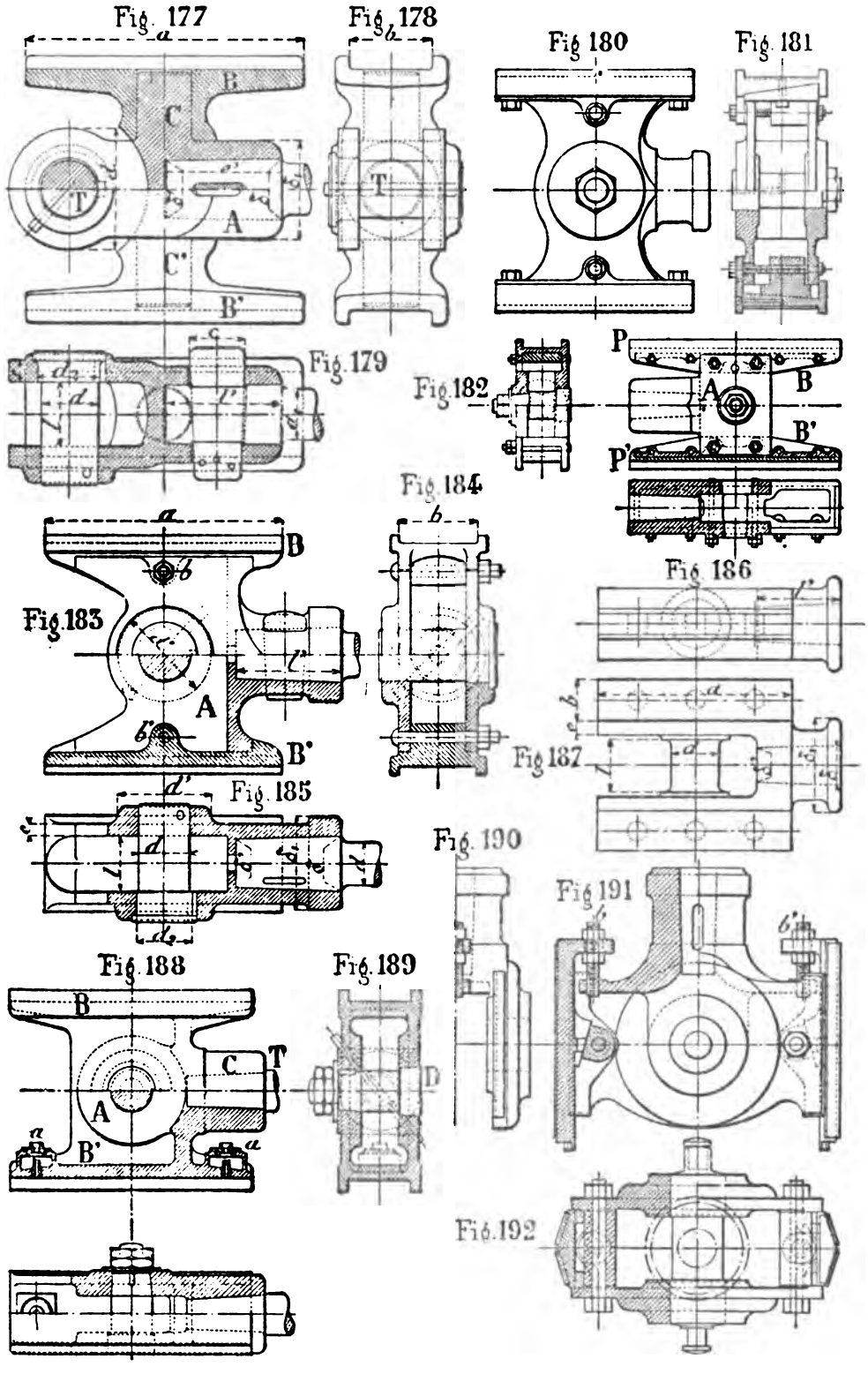


Fig. 177 à 192. — Crosses de machines fixes.

très dur. On antifrictionne quelquefois les patins des crosses, surtout dans la marine, mais sans grand avantage, la fonte nue convenant aussi bien et nécessitant moins d'entretien. On ne peut recommander l'emploi de l'antifriction que pour les machines à grande vitesse dans lesquelles on peut craindre des échauffements ; l'antifriction, dont le patin est muni, vient à fondre et à s'écailler longtemps avant que la glissière ne puisse gripper et on peut ainsi éviter des accidents graves.

74. — Crosses pour glissières latérales ou à quatre guides. — La figure 203 représente la disposition classique. La tige de piston T est fixée à l'aide d'un assemblage conique dans un bossage que porte la fourche F de la crosse, en acier ou en fer forgés. Celle-ci porte le tourillon D qui reçoit, en son milieu, entre les deux branches de la fourche, la petite tête de bielle motrice et se termine par deux portions de plus faible diamètre, D′, sur lesquelles sont ajustés les coulisseaux en fonte BB′ saisis chacun entre deux glissières. Ces coulisseaux sont articulés sur les tourillons de manière à se plier à quelques irrégularités de montage s'il y a lieu. Cette disposition n'est pas toutefois justifiée pour des machines bien exécutées, d'autant plus que les coulisseaux ont tendance à prendre du jeu sur leurs tourillons. On doit donc préférer, lorsque l'ajustage est soigné, la disposition représentée figures 215-216. Les coulisseaux sont venus de forge avec la crosse qui ne se compose plus que d'une seule pièce, mais il faut alors, comme la crosse est en métal forgé, rapporter des patins en bronze ou en fonte sur ces coulisseaux. Ce type de crosse est plus compact que le précédent et permet, sans nécessiter une plus grande largeur, d'augmenter la surface frottante des coulisseaux, elle convient donc particulièrement pour les appareils à grande vitesse. Elle est fort employée en Angleterre et en Amérique ; en France on lui préfère les glissières doubles placées dans le plan d'oscillation de la bielle. Pourtant ce type de crosse est peu compliqué et compact, il s'oppose complètement à toute tendance de rotation du piston autour de son axe et facilite l'accessibilité de la petite tête de bielle.

On trouvera, fig. 175-176, un dessin d'ensemble, en plan et en élévation, d'une crosse à quatre glissières appliquée à une machine fixe pour train de laminoir.

Dans les anciennes machines, on employait beaucoup ce genre de glissières et de crosse mis sous une forme beaucoup moins compacte (fig. 256), les glissières étaient fort écartées et le tourillon de petite tête de bielle se prolongeait de part et d'autre en formant ce que l'on appelait la traverse de tige de piston. Il se terminait par de petits tourillons CC′ sur lesquels étaient montés les coulisseaux.

On trouvera fig. 238-240 un dispositif de crosse et de glissière, emprunté

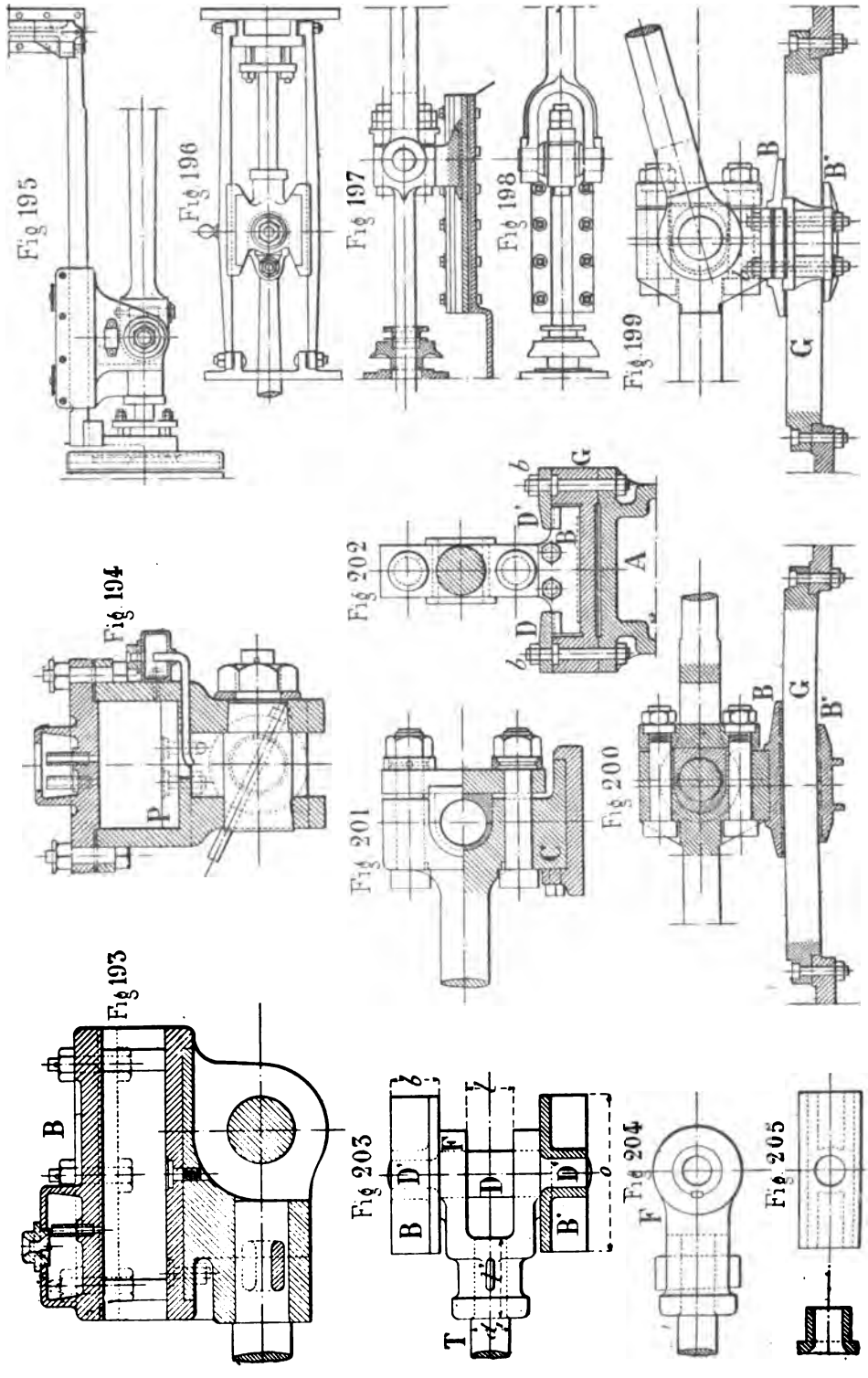


Fig. 193 à 205. — Crosses de machines fixes, marines et locomotives.

à une machine de paquebot à aubes, de construction récente, dans laquelle les glissières latérales sont constituées chacune par une simple barre A en acier, en section à I ; il n'y a que deux glissières mais quatre portions de surfaces frottantes servant, deux à deux, pour la marche avant et la marche arrière. Les coulisseaux en acier forgé, B, B', sont antifrictionnés, ils sont reliés à la crosse et à son tourillon par des fourches C. La crosse ne se compose plus que d'un simple bloc en acier, venu de forge avec les tourillons, et recevant l'assemblage conique de la tige de piston. La bielle est à fourche. Ce dispositif comporte un grand nombre de pièces et ne conviendrait guère à une machine à grande vitesse, surtout à cause de sa faible compacité. Il est toutefois parfaitement adapté à un appareil à marche lente pour lequel on dispose d'un grand emplacement et toutes ses parties en sont facilement accessibles.

75. — Crosses pour Doubles Glissières. — La plus simple des crosses employées lorsque les glissières, au nombre de deux, sont disposées dans le plan d'oscillation de la bielle, est représentée figures 188-189. Elle se compose d'une pièce unique en fonte A, reliée à la tige T du piston au moyen d'un bossage C que traverse une clavette et portant, de fonte, les patins BB qui viennent frotter sur les glissières. Le corps de cette crosse est composé de deux parois parallèles qui relient les patins au bossage de la tige de piston et dans lesquelles sont emmanchées les deux extrémités du tourillon D d'articulation de la petite tête de bielle. Celle-ci pénètre à l'intérieur de la cavité ainsi formée. Le tourillon est maintenu, d'un côté par un assemblage légèrement conique et, de l'autre, par un écrou et un contre-écrou ; une petite clavette l'empêche de tourner. Cette crosse est destinée à s'appliquer à des glissières en acier formées de barres rectangulaires, aussi les patins comportent-ils, de chaque côté, un épaulement destiné à leur servir de guide. Quand les glissières sont venues de fonte avec le bâti, ce sont elles au contraire qui portent les épaulements de guidage et les patins de crosse ne présentent qu'une surface plane. Toutefois, nous l'avons dit ailleurs, pour les machines fixes, on donne souvent aux glissières une forme en gouttière, de section circulaire ou triangulaire, qui suffit au guidage latéral et la partie frottante des patins présente la même forme.

Une telle crosse, à cause de sa forme compliquée, ne peut être exécutée en une pièce qu'avec un métal coulé, fonte ou acier moulé, les seuls qui conviennent à cette destination.

Il est préférable de rapporter les patins qui s'usent beaucoup plus vite que le reste de la crosse ; en outre on peut ainsi, tout en les confectionnant en fonte, ce qui vaut mieux à cause du frottement, exécuter en fer ou en acier forgé le corps même de la crosse et diminuer notablement son poids. Ainsi, dans la

crosse représentée figure 177, le corps qui reçoit d'une part, dans un emmanchement conique, la tige du piston et, d'autre part, dans une partie en forme de fourche, le tourillon T de la petite tête de bielle, est en fer ou en acier forgés. Il porte deux tourillons CC′ disposés perpendiculairement à la direction de la tige de piston et des glissières et qui servent à entraîner les deux patins en fonte BB′ rapportés.

L'assemblage des patins sur la crosse peut s'opérer différemment ; par exemple, dans la crosse de la figure 217, ils sont maintenus par des boulons longitudinaux traversant des bossages, venus de fonte avec les patins et encastrés dans le corps de la crosse. Dans l'exemple de la figure 183 au contraire, les boulons sont transversaux et les patins sont épaulés sur la crosse à chaque bout. Dans la disposition représentée figure 182, chaque patin comporte deux boulons d'attache et le corps de la crosse, en fer forgé, n'est plus qu'une simple fourche, rectangulaire dans tous les sens, et d'exécution très simple.

On trouvera un autre exemple de crosse très simple, avec patins venus de fonte ou rapportés, figures 212-213.

Avec ce genre de crosses, on ne possède d'autre moyen de rattraper le jeu dû à l'usure qu'en diminuant l'écartement des glissières. A cet effet, celles-ci sont montées sur cales dont on règle l'épaisseur pour ramener le jeu à ce qui est strictement nécessaire. Cette pratique n'est pas sans inconvénients. Le réglage des glissières est en effet difficile et demande à être effectué avec une grande précision pour ne pas nuire à leur parallélisme. En outre, elle ne peut être adoptée qu'avec des glissières rapportées et réglables et n'est pas applicable aux machines à bâti Corliss, dans lesquelles les deux glissières font partie intégrante du bâti.

Il vaut donc mieux, à tous points de vue, opérer le rattrapage de jeu sur les patins eux-mêmes. Le moyen le plus simple consiste à interposer, entre les patins et la crosse, de petites cales en laiton dont on vient diminuer ou augmenter le nombre et l'épaisseur, selon qu'il y a insuffisance ou excès de jeu, exactement comme pour les têtes de bielle. Ce système, tout simple qu'il soit, n'est pas généralement employé pour les machines fixes, surtout parce que le réglage entraîne à peu près nécessairement un démontage complet de la crosse. On préfère adopter des dispositions de réglage qui peuvent se faire très rapidement sans aucun démontage.

Le rattrapage de jeu n'est d'ailleurs réellement nécessaire que pour le patin qui supporte l'effort latéral dû à l'obliquité de la bielle, pour le sens normal de marche, l'autre glissière, nous l'avons vu, ne travaillant pas. Aussi beaucoup de constructeurs, par simplification, se dispensent-ils, dans les machines fixes, de disposer d'organes de réglage au patin supérieur.

Le rattrapage de jeu est, dans l'immense majorité des cas, opéré à l'aide

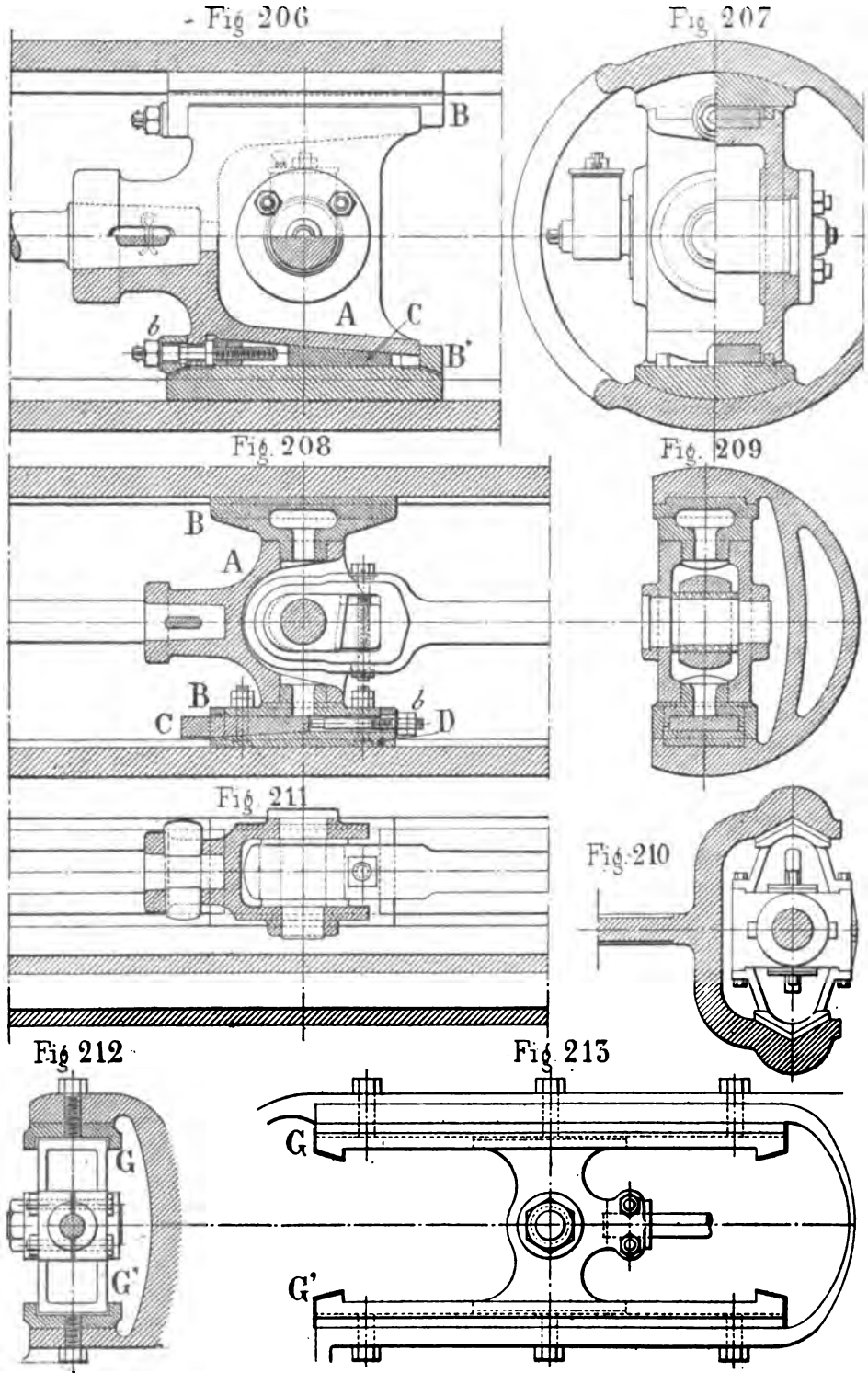


Fig. 206 à 213. — Crosses et glissières de machines Corliss.

d'un coin interposé entre le patin et le corps de la crosse et sur lequel on agit du dehors à l'aide d'une vis.

On trouvera figures 208-209 un dispositif simple, fréquemment adopté pour les machines fixes. Sur le corps A de la crosse, sont rapportés deux patins en fonte BB', qui y sont encastrés à l'aide de tourillons destinés à produire leur entraînement. Le patin inférieur est à rattrapage de jeu. Il comporte à cet effet une platine D qui en forme la partie frottante et reçoit la poussée de la crosse par l'intermédiaire d'une clavette C dont on peut faire varier la position, dans le sens longitudinal, à l'aide d'une tige filetée sur laquelle est passé un écrou *b*.

On trouvera figures 206-207 une disposition analogue dans laquelle on a muni les deux patins de coins de rattrapage. Dans le dispositif de la figure 191, c'est le patin lui-même qui est mobile sous l'action des vis *bb'*. Sa face intérieure est munie d'un bossage, en forme de coin, sur lequel vient s'appliquer une pièce de même forme fixée à la crosse par un boulon transversal. Le patin tendra donc à s'écarter ou à se rapprocher de l'axe du tourillon de la petite tête de bielle, suivant qu'on l'entraînera, à l'aide de la vis, dans une direction ou dans l'autre.

On doit toujours disposer un contre-écrou sur les vis de réglage pour éviter qu'un desserrage intempestif de l'écrou n'amène un coincement de la crosse sur la clavette, ce qui entraînerait un accident très grave.

Il nous semble que l'on exagère un peu, dans les machines fixes, l'importance des rattrapages de jeu aux crosses de tiges de piston. Ils ont leur utilité mais, en cas de dérangement, peuvent donner lieu à des avaries et, en tous cas, compliquent la construction. D'autre part, les patins de glissières ne s'usent pas assez vite pour que l'on puisse considérer comme un inconvénient sérieux la nécessité de démonter la crosse pour opérer le réglage des patins. En outre, il est dangereux de donner au mécanicien de trop grandes facilités de rattraper les jeux, car il peut en abuser ou, tout au moins, s'en mal servir et exercer des serrages excessifs. Nous recommanderions plutôt le réglage par cales qui permet d'arriver à une précision d'ajustage aussi grande que l'on veut sans que le premier venu puisse modifier le réglage des patins.

Les crosses adoptées pour les machines marines diffèrent surtout des précédentes par leurs proportions, les patins étant beaucoup plus larges et assez fréquemment plus courts.

On trouvera figures 224-225 une crosse de machine marine à pilon de grande puissance. Elle se compose en réalité d'un véritable palier A venu de forge avec la tige de piston et portant les coussinets *c* maintenus par le chapeau D et les boulons *bb'*, qui reçoivent le tourillon du pied de bielle, fixé à

demeure sur cette dernière. Les deux patins en fonte BB′ sont rapportés et assemblés sur la crosse à épaulement. Ils sont antifrictionnés.

On trouvera figure 226 une crosse analogue mais destinée à un appareil de moindres dimensions et qui présente quelques différences de détail.

Le tourillon de pied de bielle est très souvent venu de forge avec la crosse et forme, de chaque côté de celle-ci, un bouton en porte-à-faux sur lequel la bielle vient s'articuler à l'aide d'une fourche à deux têtes. La crosse est plus simple, mais la bielle l'est beaucoup moins.

En tous cas, dans les appareils de navigation, la crosse est toujours venue de forge avec la tige de piston, et le pied de bielle, que le tourillon soit solidaire de cette bielle ou de la crosse, est toujours à fourche.

76. — Crosses pour Glissières Simples. — Dans ce système, la glissière, composée d'un guide unique situé d'un côté de la tige du piston, dans le plan d'oscillation de la bielle, est constituée soit par une simple barre embrassée par la crosse, soit par une surface rabotée ménagée dans le bâti, la crosse étant maintenue, dans l'autre sens, par deux barres rapportées s'appuyant sur des parties dressées, pratiquées de part et d'autre du patin, du côté intérieur.

La crosse représentée figures 222-223 appartient à la première catégorie. Le corps de la crosse A porte un patin rapporté B maintenu à l'aide de boulons transversaux. La barre formant glissière traverse l'ouverture rectangulaire C qu'elle remplit complètement. Cette crosse est destinée à une machine dans laquelle la face supérieure de la glissière travaille pendant la marche avant. Lorsque la machine fonctionne en arrière, la face inférieure reçoit l'effort dû à l'obliquité de la bielle, et c'est le corps de la crosse elle-même, d'ailleurs en fonte, qui vient s'y appliquer.

Dans la crosse représentée figures 193-194 les conditions du fonctionnement sont les mêmes pour les deux sens de la marche. Le patin supérieur B est maintenu par des boulons perpendiculaires à l'axe de la tige de piston. Si la crosse est en métal forgé, on fera le patin supérieur en bronze, en fonte ou en acier dur et on le rapportera. On ajoutera en outre, à l'intérieur, une platine P de même métal, qui constitue la surface frottante correspondant à la partie inférieure de la glissière et servant soit pour la marche avant, soit pour la marche arrière, suivant le sens normal de la rotation par rapport à la direction du cylindre.

Ces glissières à barres s'emploient aujourd'hui fréquemment pour les machines marines horizontales des navires de guerre. On en trouvera un exemple figures 199-200. La glissière est constituée par une solide barre en acier G, fixée d'une part au cylindre et de l'autre au palier moteur. Les deux patins B et B′ servant, l'un pour la marche avant et l'autre pour la marche

arrière, sont en acier garnis d'antifriction et reliés par les boulons *b*.

Dans la seconde catégorie de crosses, c'est le patin de cette dernière qui est embrassé par la glissière. On en trouvera un exemple figures 201-202. La glissière G est rapportée sur le bâti A. La crosse C vient y coulisser par l'intermédiaire d'un patin rapporté B tenu par deux épaulements et deux boulons et qui déborde de chaque côté dans le sens transversal. Ce patin est dressé à sa partie supérieure de part et d'autre, sur ses bords, et se trouve maintenu par deux barres DD′ qui font office de glissières pour la marche arrière. Elles sont maintenues sur le bâti par les boulons *b*.

Ce système a l'avantage de dégager parfaitement la crosse et de rendre la petite tête de bielle très accessible. On l'emploie pour les machines marines à pilon ou pour certaines machines fixes horizontales.

On trouvera figure 257 une crosse du même type pour un appareil de navigation à pilon. Le corps de cette crosse est semblable à ceux que nous avons décrits plus haut pour la même catégorie de machines à doubles glissières, avec cette différence que l'on a supprimé un des patins. Le patin unique B est muni d'une platine rapportée, en fonte dure, tenue par le moyen d'épaulements et de vis *v*. La crosse est encore constituée par un véritable palier, venu de forge à l'extrémité de la tige de piston et portant les coussinets destinés à recevoir le tourillon de la petite tête de bielle. On en trouvera un autre exemple pour machine à grande vitesse, figure 253.

Dans l'immense majorité des cas, la tige de piston est assemblée sur la crosse par une partie conique et une clavette quand ces deux pièces ne sont pas venues de forge. Le cône de 1/12 à 1/16 doit autant que possible être en saillie sur la tige afin que le trou de la clavette ne l'affaiblisse pas trop (figures 177 et 206). Toutefois, quand la tige se retire avec le piston, pour ne pas faire la bague de fond du presse-étoupes en deux parties, le diamètre maximum de ce cône est égal ou même un peu inférieur à celui de la tige (fig. 208).

Avec les crosses à glissières latérales, l'emmanchement de la tige est opéré par une partie conique traversant complètement la crosse et maintenue du côté opposé au cylindre par un gros boulon vissé sur l'extrémité filetée de la tige. Il faut alors que les tourillons soient venus de forge avec la crosse et que la bielle soit à fourche (fig. 240, 256).

Dans la plupart des machines marines, la crosse est, nous l'avons vu, venue de forge avec la tige du piston ; c'est naturellement l'arrangement le plus rigide et que l'on doit adopter chaque fois que cela est possible ; il est pourtant rare que l'on y ait recours pour les machines fixes horizontales parce que, dans celles-ci, grâce à la forme du bâti, on est obligé de retirer la tige du côté du cylindre et que la crosse ne pourrait passer à travers le presse-étoupes.

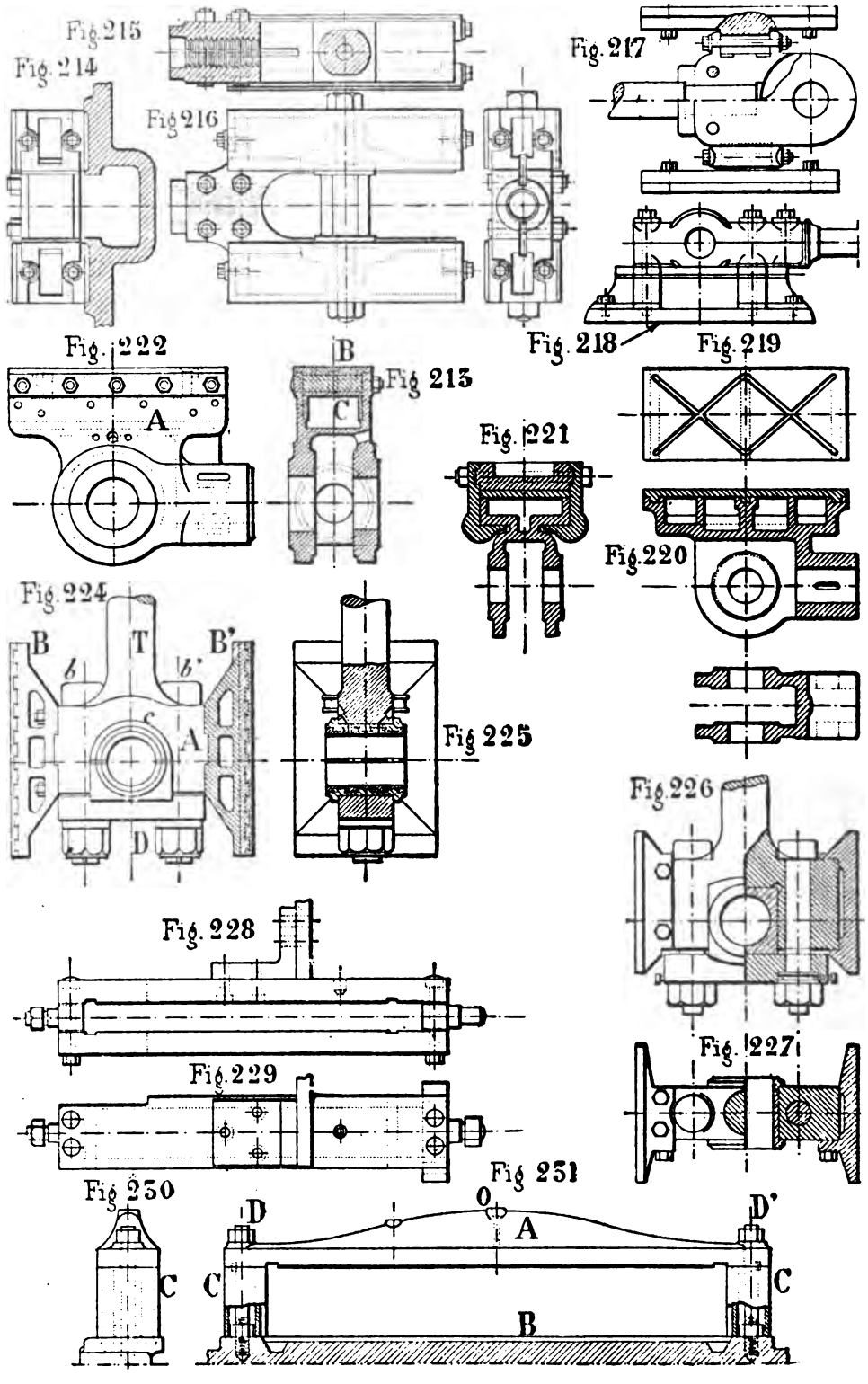


Fig. 214 à 231. — Crosses de tiges de piston.

Quelquefois, la tige est vissée dans la crosse. On trouvera figures 215-216 une semblable disposition pour machines fixes à grande vitesse. Pour faciliter le montage et prévenir un desserrage, le bossage taraudé de la crosse est fendu suivant un diamètre. Son élasticité naturelle tend à l'ouvrir et on peut facilement visser la tige. On vient ensuite serrer l'une contre l'autre les deux portions du bossage séparées par le trait de scie à l'aide de quatre boulons transversaux visibles sur la figure. La pression ainsi produite empêche le desserrage de la tige.

77. — **Les Tourillons des Crosses** sont, soit venus de forge ou rapportés sur cette dernière, soit fixés à la bielle motrice, Quand ils sont rapportés, on doit autant que possible les faire en acier demi-dur ou en fer cémenté et trempé. Nous avons vu plus haut que ce sont, de toutes les articulations des machines à vapeur, les plus chargées.

On verra, sur les figures, différentes manières d'assembler les tourillons sur les crosses. Le plus souvent, ces tourillons se terminent par deux portées s'encastrant chacune dans une des joues de la crosse ou une des fourches de la bielle (fig. 179). Afin de faciliter leur mise en place, le diamètre de la portée qui se trouve du côté de l'entrée doit être supérieur de quelques millimètres à celui du tourillon lui-même et le diamètre de l'autre doit être un peu moindre. Dans le sens de sa longueur, le tourillon est maintenu d'un côté par un écrou avec rondelle, vissé sur son extrémité qui est filetée, de l'autre par une tête très plate ou une partie conique. Celle-ci peut être ménagée soit dans l'emmanchement le plus rapproché du boulon, soit dans l'autre. Un ergot venu de forge avec le tourillon ou une petite clavette rapportée l'empêchent de tourner (fig. 185 et 189).

Certains constructeurs de machines fixes se contentent d'emmancher les tourillons dans les crosses à frottement dur et de les maintenir à l'aide de grosses goupilles traversant le bossage de la crosse.

Il est préférable d'emmancher les tourillons à la presse hydraulique sous une pression par exemple de 15 à 20 tonnes pour des machines de moyenne puissance ; on vient ensuite, par mesure de précaution, passer une goupille. Le diamètre du tourillon doit être supérieur, à celui du trou dans lequel on l'emmanche, de quelques centièmes de millimètre.

Dans la crosse américaine représentée figures 215-216, le tourillon, encastré par ses deux extrémités dans les joues de la crosse, est maintenu par un boulon qui le traverse suivant son axe. Ce système s'applique avec avantage aux machines à grande vitesse, car il permet, sans accroître la hauteur des coulisseaux, de loger un très gros tourillon.

On remarquera que ce tourillon est aplati sur ses faces supérieure et inférieure. Autrement dit, de chaque côté, on a enlevé une portion de ce tou-

rillon à l'aide de deux plans parallèles à l'axe de la tige du piston. Nous avons vu plus haut que ces tourillons, n'étant en réalité soumis à l'usure que sur les faces regardant le piston et la manivelle, avaient tendance à s'ovaliser, le grand diamètre restant perpendiculaire au tourillon. En découpant d'avance une portion convenable du tourillon, on diminue cette tendance à l'ovalisation, les deux arcs de cercle égaux sur lesquels viennent frotter les coussinets de la petite tête de bielle s'usant également.

C'est là une pratique que l'on ne saurait trop recommander pour les machines à grande vitesse, à condition que l'on puise donner au tourillon un diamètre assez grand.

78. — Les Glissières se confectionnent en fonte, en acier demi-dur ou plus rarement en fer cémenté et trempé.

La fonte est le métal qui convient le mieux au point de vue du frottement, car sa surface, après un fonctionnement de quelques jours au plus, devient très dure et prend un fort beau poli.

On doit faire choix d'une fonte dure à grain serré.

Ce métal est à peu près uniquement employé pour les machines fixes et marines, les glissières faisant le plus souvent partie du bâti lui-même. On n'emploie l'acier que dans les appareils de grande légèreté où la fonte entraînerait à des échantillons de trop grande section et pour les locomotives ; les glissières sont alors rapportées.

D'ailleurs, dans les machines marines, on rapporte souvent les glissières même quand elles sont en fonte. La surface frottante peut être ainsi composée d'un métal à grain plus serré et d'une plus grande dureté que celui qui compose le bâti en raison des nécessités de la fonderie. Ces glissières sont généralement emboîtées entre deux saillies venues de fonte sur le bâti, ajustées et maintenues en outre par des vis en fer ou en bronze à tête noyée.

Dans certains appareils de paquebots, on a profité de ce que les glissières étaient rapportées pour les faire creuses ; à leur intérieur on fait circuler un courant d'eau froide destiné à empêcher l'échauffement de la surface. Cette disposition est assez compliquée et d'une efficacité douteuse ; elle est d'ailleurs inutile si la proportion des surfaces de coulisseau est largement calculée.

Dans les grandes machines, on doit pratiquer sur la face des glissières, des pattes d'araignée obliques destinées à distribuer le lubréfiant sur toute l'étendue de leur surface.

Nous avons suffisamment insisté sur la disposition générale des glissières pour n'avoir pas à y revenir.

On trouvera figures 171 à 174 et 206 à 211, des glissières du type Corliss venues de fonte avec le bâti, et qui sont toujours doubles. Leur écartement doit être assez grand pour permettre le jeu transversal de la bielle quand

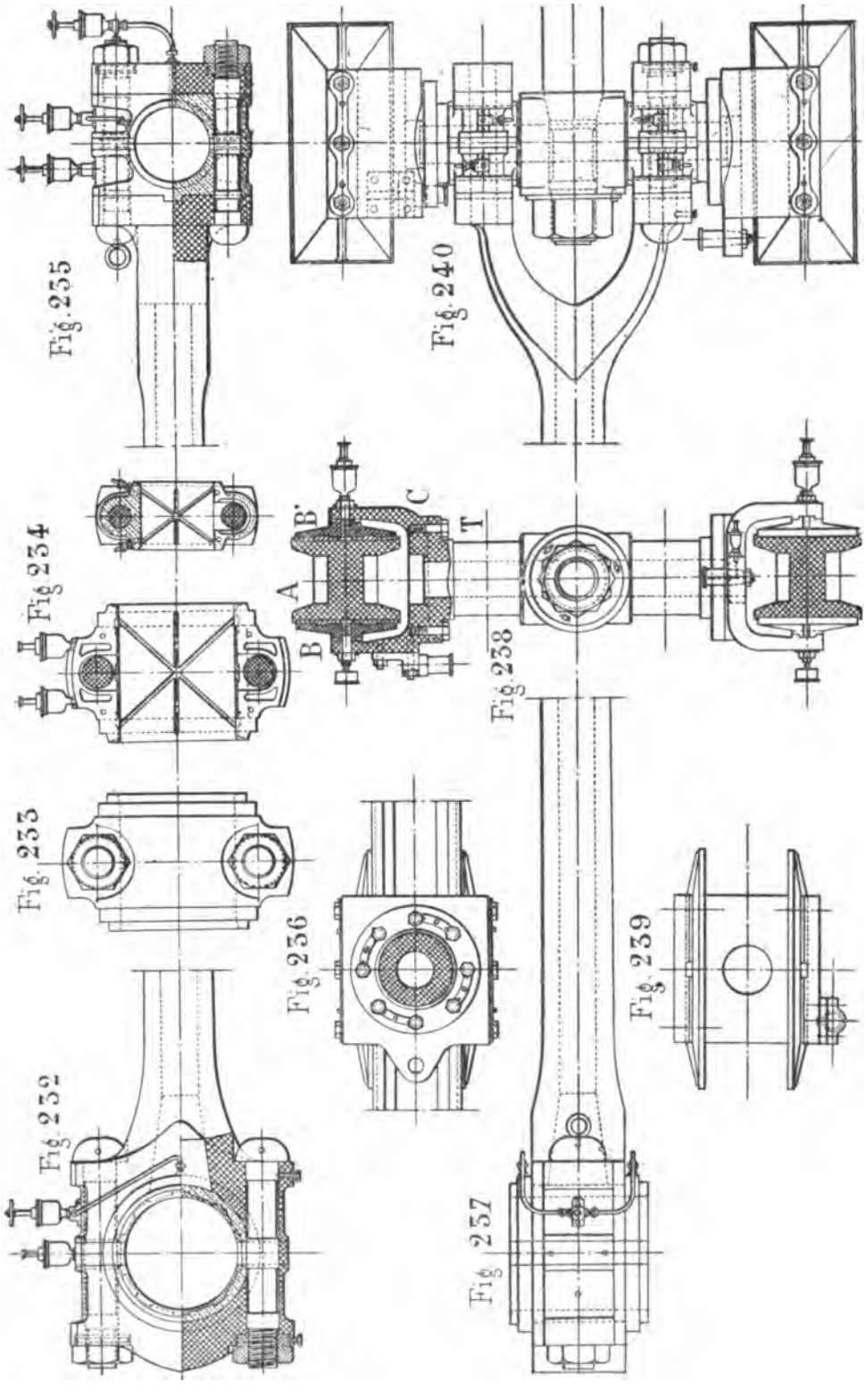


Fig. 232-260. — Bielle et traverse d'une machine de paquebot à aubes.

celle-ci présente son maximum d'obliquité. La section des glissières, nous l'avons vu ailleurs, est circulaire (fig. 207), rectiligne (fig. 209), ou triangulaire (fig. 210) ; cette dernière forme paraît préférée aujourd'hui pour les raisons que nous avons exposées ailleurs (Chapitre IV). Pour les confectionner en fonte plus dure, on rapporte quelquefois les glissières (fig. 212-213) ou du moins on place sur des supports, venus de fonte avec le bâti, des patins de frottement qui sont maintenus par des épaulements et quelques boulons.

Les glissières à quatre guides sont généralement en fonte. Dans la disposition de la figure 175-176, les quatre glissières sont rapportées ; dans celle de la figure 230-231, les glissières inférieures sont pratiquées sur le bâti tandis que les glissières supérieures sont rapportées. Celles-ci sont supportées au-dessus des autres, à l'aide d'entretoises creuses CC', servant de cales, traversées par les boulons DD'. La glissière supérieure est consolidée par une nervure centrale ayant la forme d'égale résistance. Le graisseur s'adapte en O sur un petit bossage.

L'écartement entre les deux glissières superposées doit pouvoir se régler à l'aide de cales. Font toutefois exception à cette règle les glissières venues de fonte avec les bâtis comme celles des machines Corliss ou des appareils de navigation. Il faut alors qu'elles soient rabotées ensemble, sur la même machine afin d'assurer leur parallélisme et que la crosse présente un rattrapage de jeu.

Aux extrémités de chaque glissière, on doit pratiquer, au point où s'arrête le patin du coulisseau à fond de course, un petit évidement transversal ayant pour but d'empêcher que la glissière, se creusant sous l'action de l'usure dans la partie soumise au frottement, ne vienne, à chaque extrémité, lever des copeaux et former un épaulement qui empêcherait de sortir la crosse lors d'un démontage.

CHAPITRE VIII

BIELLES MOTRICES ET TÊTES DE BIELLES

Description de la bielle. — Proportions des bielles, longueur, section etc. — Proportions des têtes de bielle. — Construction des bielles. — Corps des bielles. — Têtes de bielles. — Têtes fermées et têtes ouvertes. — Petites têtes ou pieds de bielles.

79. — **La Bielle Motrice** est l'organe de transmission reliant la tige du piston à la manivelle et servant à transformer en mouvement continu de rotation le mouvement rectiligne alternatif du piston. Elle est articulée, par une de ses extrémités, à la crosse de tige de piston et, à l'autre, au bouton de la manivelle. A cet effet, elle se termine à chaque bout par une *tête* dans laquelle sont maintenus les coussinets remplissant l'office de surface frottante pour les tourillons et servant au rattrapage de jeu.

La bielle se compose donc d'un *corps* et de deux *têtes*, celle qui est située du côté de la manivelle s'appelle la *grosse tête*, l'autre est dite *petite tête* ou *pied de bielle*.

La longueur de la bielle d'axe en axe des tourillons d'articulation ne doit jamais, nous l'avons vu, dans les machines marines les plus ramassées, être inférieure à 3.5 fois le rayon de la manivelle. Elle doit autant que possible être égale à 4 fois ce rayon pour les machines marines et à 5 fois pour les machines fixes qui peuvent être moins compactes.

La section transversale de la bielle est fonction de sa longueur et de l'effort longitudinal quelle doit supporter ; toutefois, dans les types de machines où la relation de la longueur de la bielle à la course est à peu près invariable, on peut, comme nous le verrons, déterminer son diamètre en fonction de celui de la tige du piston sans se livrer à aucun calcul direct. Il en est ainsi dans les machines marines, où la longueur de la bielle, mesurée d'axe en

axe des tourillons, est presque toujours égale à 4 R (R représentant le rayon de la manivelle) dans les appareils du commerce et au moins égale à 3,5 R pour les machines des bâtiments de guerre. De même pour les machines fixes, la longueur de la bielle d'axe en axe, est généralement égale à 5 R.

On ne pourra donc employer le même rapport entre les diamètres des tiges de piston et des bielles que pour les machines comportant par ailleurs des proportions identiques.

On donne généralement la formule suivante pour le calcul des bielles à section circulaire :

$$d = 5{,}5\sqrt[4]{PL^3},$$

où d = diamètre minimum en m/m ;

P = pression sur la bielle en kg. ;

L = longueur de la bielle en mètres d'axe en axe.

Si la bielle est de section rectangulaire, de côtés b et h, on a :

$$b = 0{,}87\, d\sqrt[4]{\frac{b}{h}}.$$

Le rapport $\frac{h}{b}$ peut varier en pratique de 1,80 à 3,00.

On peut aussi calculer la bielle comme si elle était cylindrique et, d étant le diamètre trouvé, poser :

$\frac{h}{b}$ =	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50
b =	0,78 d	0,73 d	0,69 d	0,66 d	0,63 d
h =	1,17 d	1,46 d	1,73 d	1,98 d	2,21 d

La formule ci-dessous est d'une application commode en pratique et donne des dimensions sanctionnées par la pratique. Elle est en outre fort logique puisqu'elle tient compte de la longueur de la bielle et de la charge qu'elle supporte.

Le diamètre maximum de la bielle étant d et sa longueur (exprimée en mètres) L, on a :

$$d = \frac{\sqrt{L \times K}}{8},$$

où $k = 0{,}004\sqrt{P}$, P étant la charge effective sur le piston.

Le calcul direct des bielles ne présente pas un grand intérêt, car il donne souvent des proportions notablement différentes de celles que la pratique a consacrées. Les bielles doivent en effet résister à des efforts mal définis et difficiles à évaluer, effets d'inertie, chocs, coups d'eau dans les cylindres, etc. En outre, en marche, surtout si la vitesse de piston est un peu considérable,

l'inertie de la bielle, de la crosse du piston, de ce dernier et de sa tige viennent modifier notablement la valeur des forces exercées sur le bouton de manivelle par l'action théorique de la vapeur. En outre, dans les machines à grande vitesse, l'effort de flexion exercé dans le plan d'oscillation par la force centrifuge peut accroître dans une proportion considérable la fatigue due à la poussée du piston.

Il est donc important de ne pas se fier au calcul seul et tout au moins de vérifier que ce dernier n'a pas conduit à des proportions inusitées.

Dans les machines fixes, le diamètre minimum de la bielle varie ordinairement entre 1,00 et 1,10 d (d = diamètre de la tige du piston). Le diamètre maximum, situé au milieu, est généralement les 1,10 du précédent.

Pour les appareils de navigation, bien que la longueur relative des bielles soit un peu moindre (L = 3,5 à 4,0 R), on ne choisit pas généralement des dimensions aussi fortes, soit :

Diamètre minimum de la bielle = 1,03 à 1,06 d (d = diam. tige de pist.).
— maximum — = 1,12 à 1,16 d.

Le corps de ces bielles est conique, le plus grand diamètre étant placé du côté de la grosse tête.

Les organes des machines marines doivent en effet, toutes choses égales d'ailleurs, être plus robustes que ceux des machines fixes, à cause des chocs auxquels elles sont soumises, de l'absence de volants, de régulateur, etc.

La longueur relative de la bielle n'intervient pas d'ailleurs autant qu'on est porté à le croire à première vue, dans le calcul de la section. Plus en effet la bielle est courte et plus son obliquité est grande. La composante, de l'effort sur le piston, dirigée suivant la direction de la bielle — lorsque celle-ci est à 90° de la manivelle, position où a lieu sensiblement le maximum d'obliquité — grandit en effet à mesure que l'angle fait par la bielle avec l'axe du cylindre et de la tige du piston augmente. Pour une même poussée sur le piston, cet effort sera donc plus grand, toutes choses égales d'ailleurs, si la bielle est plus courte et par conséquent plus oblique vers la mi-course.

Pour une étude plus approfondie du calcul des bielles motrices, effectué en tenant compte des effets de l'inertie, nous renvoyons à d'autres ouvrages, particulièrement à notre traduction du *Traité de la machine à vapeur* de R. H. Thurston [1].

Dans les machines à expansions successives, on donne le même diamètre aux bielles des différents groupes, comme aux tiges de piston, pour des raisons de symétrie et de facilité de construction ou de remplacement.

Dans les bielles à fourche des appareils de navigation, le tourillon de la

[1] Baudry et Cie, éditeurs.

crosse est bien souvent fixé à demeure, les coussinets faisant alors partie de la crosse. Soit d le diamètre de la tête, d_1 celui du tourillon et D le diamètre minimum de la bielle, on a alors

$$d = d_1 + 0{,}9\ \mathrm{D}.$$

L'écartement L des deux branches de la fourche est déterminé par la longueur utile du tourillon (voir le chapitre relatif aux crosses de tige de piston) généralement égal pour les machines du type considéré à $1{,}20\ d_1$. La largeur l et l'épaisseur l' de la fourche seront respectivement :

$$l = 1{,}1\ \mathrm{D}$$
$$l' = 0{,}45\ \mathrm{D}.$$

80. — Proportions des Têtes de bielle. — Il serait impossible de donner des proportions exactes pour les têtes de bielle sans faire intervenir des constantes, si on admettait que tel ou tel type de tête s'applique à toutes les dimensions de maneton ou de tourillon. Toutefois, comme le type de tête employée varie généralement avec les dimensions absolues du bouton de manivelle, il est facile d'établir les limites entre lesquelles les différents modèles devront être usités, limites assez étroites, entre lesquelles la proportionnalité des éléments reste sensiblement la même sans qu'il soit nécessaire de faire intervenir de constante ou du moins autre chose que des constantes très faibles.

C'est ainsi que nous avons établi les proportions suivantes des principaux modèles de tête de bielle, en indiquant les diamètres extrêmes de tourillons de manivelles entre lesquels il est judicieux de les adopter et pour lesquels les proportions données se vérifient.

1° *Tête de bielle fermée* (fig. 268). — Ce genre de tête s'emploie pour les machines fixes ou les locomotives dans lesquelles le bouton de manivelle, placé en porte-à-faux, ne présente guère un diamètre supérieur à 0,080.

Le diamètre du bouton étant représenté par d, et en appelant C une unité égale à $0{,}08\ d + 0^{m},003$, on devra avoir :

$$e = 2\ \mathrm{C}, \qquad \varepsilon_1 = 1{,}50\ \varepsilon$$
$$a = d + 2\ \mathrm{C}, \qquad l = 2{,}3\ \mathrm{C}$$
$$\varepsilon = 0{,}15\ d + 0{,}005, \qquad l' = 0{,}60\ \mathrm{L} + 0{,}006$$
$$\varepsilon' = 0{,}15\ d + 0{,}011$$

2° *Tête de bielle ouverte à palier* (fig. 274). — S'emploie pour les locomotives à cylindres intérieurs ou les machines à vilbrequin dans lesquelles le diamètre du tourillon de manivelle est compris entre $0^{m},120$ et $0^{m},220$; au-delà on devra préférer le modèle de la figure 262 dont les proportions, données ci-dessous, sont différentes.

Soit encore d le diamètre du bouton, δ le diamètre de la bielle :

$$l = 0{,}62 \text{ à } 0{,}65\ d, \qquad \delta_1 = 0{,}60\ \delta + 0^m{,}008,$$
$$D = 1{,}30\ d + 0^m{,}003, \qquad e = 0{,}80\ \delta_1,$$
$$l' = l - 0^m{,}005, \qquad \lambda = 1{,}50 \text{ à } 1{,}55\ d,$$
$$r = \frac{\delta_1}{2} + \frac{d}{2} + 0^m{,}005 \text{ à } 0^m{,}008.$$

3° *Tête de bielle à chapes* (fig. 272-273). — Peut s'employer pour les plus gros tourillons mais est rarement usitée au-delà de $d = 0^m{,}250$; les proportions données se vérifient jusqu'à cette dimension de tourillon.

$$a = d + 0{,}04, \qquad e = 0{,}16\ d + 0^m{,}003,$$
$$\varepsilon_1 = 1{,}4\ \varepsilon, \qquad e' = 2\ e \text{ à } 2{,}2\ e,$$
$$\varepsilon = 0{,}20\ d + 0^m{,}008, \qquad L = 3\ D \text{ (environ)}.$$
$$l = 0{,}65 \text{ à } 0{,}70\ D \qquad L_1 = 1{,}64\ D,$$
$$l' = l - 0^m{,}030, \qquad \delta = 0{,}17\ D + 0^m{,}003,$$
$$r = 2{,}6\ \delta.$$

4° *Tête de bielle ouverte* (fig. 270). — Est surtout usitée, comme la précédente, pour les machines à vilbrequin dont le diamètre des tourillons est compris entre $0^m{,}150$ et $0^m{,}230$. On a alors :

$$a = d + (0^m{,}005 \text{ à } 0^m{,}008), \qquad e = 0{,}15\ d + 0^m{,}005,$$
$$D = 1{,}26\ d + 0^m{,}005, \qquad L = 2{,}35\ d \text{ (environ)},$$
$$\varepsilon_1 = 0{,}20\ d + 0^m{,}007, \qquad \delta = 0{,}25\ d,$$
$$\varepsilon = 1{,}45\ \varepsilon_1, \qquad r = 0{,}83\ d.$$
$$l = 0{,}65 \text{ à } 0{,}70\ d,$$
$$l' = l - 0^m{,}040.$$

5° *Tête de bielle ouverte à palier* (fig. 262). — Ce genre de tête est de beaucoup le plus usité pour les machines à vilbrequin et particulièrement pour les appareils de navigation. Comme il s'applique à tous les diamètres de tourillons, des plus petits, mesurant $0^m{,}050$ de diamètre, aux plus grands présentant un diamètre de $0^m{,}500$, on ne peut établir ses proportions d'après ces diamètres. Ceux-ci restent en effet les mêmes pour une puissance totale donnée de la machine quel que soit le nombre des cylindres et par conséquent l'effort transmis par chaque bielle ; en d'autres mots, ils sont déterminés par la section donnée à l'arbre et non en vue de leur résistance propre à la poussée exercée par chacun des pistons correspondants. Aussi, le diamètre du tourillon n'intervient-il, comme élément dans le calcul des cotes de la bielle, qu'en ce qui a trait à ses dimensions extérieures de manière que la tête puisse s'adapter au bouton considéré.

On peut déduire les dimensions des principales parties de ces têtes du

diamètre du corps de la bielle ou mieux du diamètre des boulons calculés à la traction.

Soient respectivement δ et δ'_1 les diamètres des boulons des deux têtes, on aura :

Grosse tête.	*Petite tête.*
$l = d + 1{,}3\delta,$	$l' = d_1 + \delta',$
$h = 2{,}25\ \delta,$	$h' = 2{,}25\ \delta',$
$h_1 = 2{,}45\ \delta,$	$h'_1 = 2{,}45\ \delta',$
$e = 1{,}30\ \delta,$	$e' = 1{,}25\ \delta',$
$e_1 = 1{,}50\ \delta,$	$e'_1 = 1{,}30\ \delta',$
$b = 1{,}90\ \delta,$	$b' = 1{,}90\ \delta',$
$c = 0{,}20\ \delta,$	$c' = 0{,}20\ \delta',$
$r = 0{,}90\ \delta,$	$r' = 0{,}90\ \delta'.$

Les diamètres δ, δ' des boulons des têtes sont calculés en vue d'un effort à la traction de 2 à 3^k par mm^2 au fond des filets d'après l'effort maximum sur la bielle.

Les Corps de Bielle peuvent présenter une section circulaire ou rectangulaire pleine ou, plus rarement, évidée en I. Dans le premier cas elles sont de forme conique ou renflée au milieu, dans le second cas, elles ont toujours la forme d'une pyramide tronquée.

A ne considérer que l'état statique, la bielle étant calculée pour résister à un effort de compression comme une colonne non encastrée, il paraît plus rationnel de lui donner une section circulaire et de la renfler en son milieu, cette forme étant mieux appropriée aux efforts à supporter. Toutefois, lorsque la machine se meut à une vitesse élevée, on ne peut négliger les effets d'inertie, la force centrifuge tendant à entraîner une flexion de la bielle dans son plan d'oscillation. Il est donc plus logique, dans les machines à grande vitesse et les locomotives, de donner aux bielles motrices une section rectangulaire dont le plus grand côté sera situé dans le plan d'oscillation, perpendiculairement à l'axe du tourillon. La bielle sera ainsi établie aussi bien en vue de résister aux efforts d'inertie qu'à l'action exercée par la poussée du piston.

Les bielles sont de section circulaire dans la plupart des machines fixes et marines qui ne fonctionnent pas à grande vitesse et surtout si elles présentent de grandes dimensions.

Dans les machines fixes à manivelle en porte-à-faux, où les tourillons des deux têtes et par conséquent les deux têtes elles-mêmes sont sensiblement de mêmes dimensions, on renfle ces bielles au centre suivant les indications de la résistance des matériaux. Dans les appareils à vilbrequin et particulièrement dans les machines marines, la grosse tête étant, à cause du diamètre de la soie de manivelle, beaucoup plus volumineuse que le pied de bielle, on

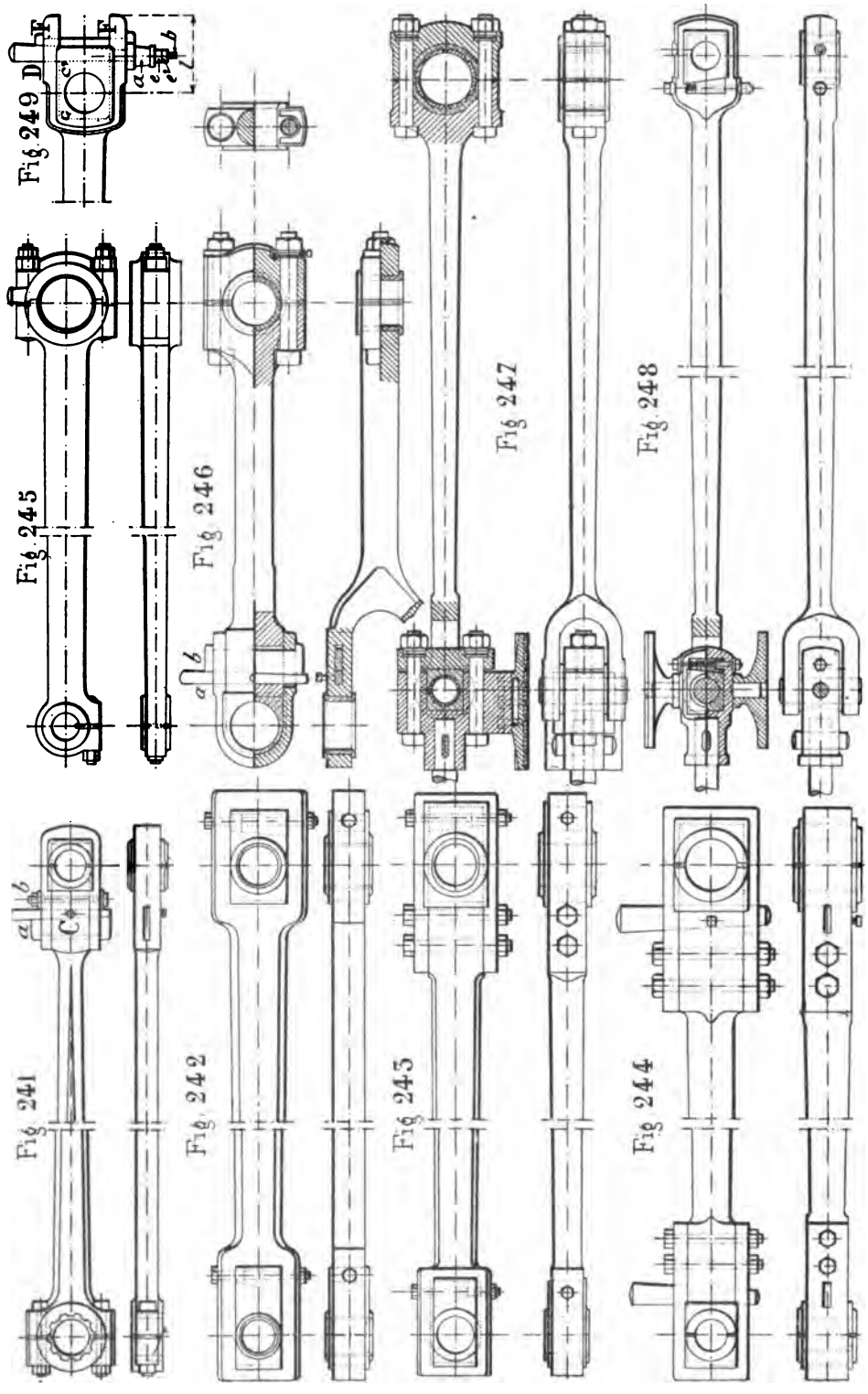


Fig. 241 à 248. — Bielles de machines fixes.

donne à la bielle une forme conique et la partie qui se raccorde avec la tête se trouve d'un diamètre supérieur à ce qui est strictement nécessaire au point de vue de la résistance. La pièce est ainsi d'exécution plus facile et d'aspect plus satisfaisant.

Les bielles de section circulaire sont d'une exécution moins coûteuse que les autres, leur corps pouvant être entièrement terminé sur le tour, l'outil le plus avantageux au point de vue économique. Les bielles plates se finissent au tour et à la raboteuse; on tourne les petits côtés en mettant les deux têtes de bielle sur pointe et on rabote les faces latérales correspondantes aux grands côtés. Certaines bielles, comme celle de la figure 241, sont d'abord entièrement tournées suivant une forme tronconique, on vient ensuite enlever à la raboteuse la partie *a*.

On trouvera figures 171 à 176 et 241 à 248 de nombreux exemples de bielles destinées à des machines fixes. Celles représentées figures 171 et 172, 241 à 244 appartiennent à des appareils à manivelle en porte-à-faux, présentant par conséquent des boutons de petit diamètre ; celles que l'on trouvera figures 175-246-247 s'appliquent à des machines à vilbrequin et les têtes sont beaucoup plus grosses que celles des précédentes à cause du diamètre plus considérable du tourillon. La bielle de la figure 175 est destinée à une machine de 2000 chevaux pour train de laminoir ; vu la faible course et l'éventualité de chocs violents, elle est beaucoup plus massive que les autres.

Les bielles représentées figures 171-173 appartiennent aux types courants de moteurs d'ateliers, horizontaux, pour des puissances de 30 à 200 chevaux. Au-delà, on est souvent conduit, par suite d'emplacement insuffisant, à adopter un rapport moindre entre la course et le diamètre et, les efforts initiaux augmentant, les bielles deviennent plus massives. C'est d'ailleurs le cas des appareils de navigation et de la machine de laminoir déjà citée.

La bielle de la figure 247 est destinée à une machine fixe à pilon à très grande course.

On trouvera figures 241 à 244 des bielles à corps rectangulaire destinées à des machines fixes horizontales à grande vitesse et figure 255 une bielle pour une petite machine-pilon à grande vitesse, du type marin.

Les figures 249 à 254 sont relatives aux bielles de machines marines, celles des figures 249-251 destinées à des appareils du commerce à grande course et celle de la figure 250 plus massive à une machine de navire de guerre. Ces bielles sont toujours à corps tronconique et de section circulaire.

La figure 254 représente la bielle pour machine de torpilleur qui a, pendant plusieurs années, été le type préféré de M. A. Normand. Le corps de la bielle, cylindrique, est foré suivant toute sa longueur pour l'alléger ; la bielle n'est plus ainsi qu'un tube présentant une épaisseur de 15 à 20^{mm}. A sa partie inférieure, cette bielle est raccordée par une partie A, élargie et

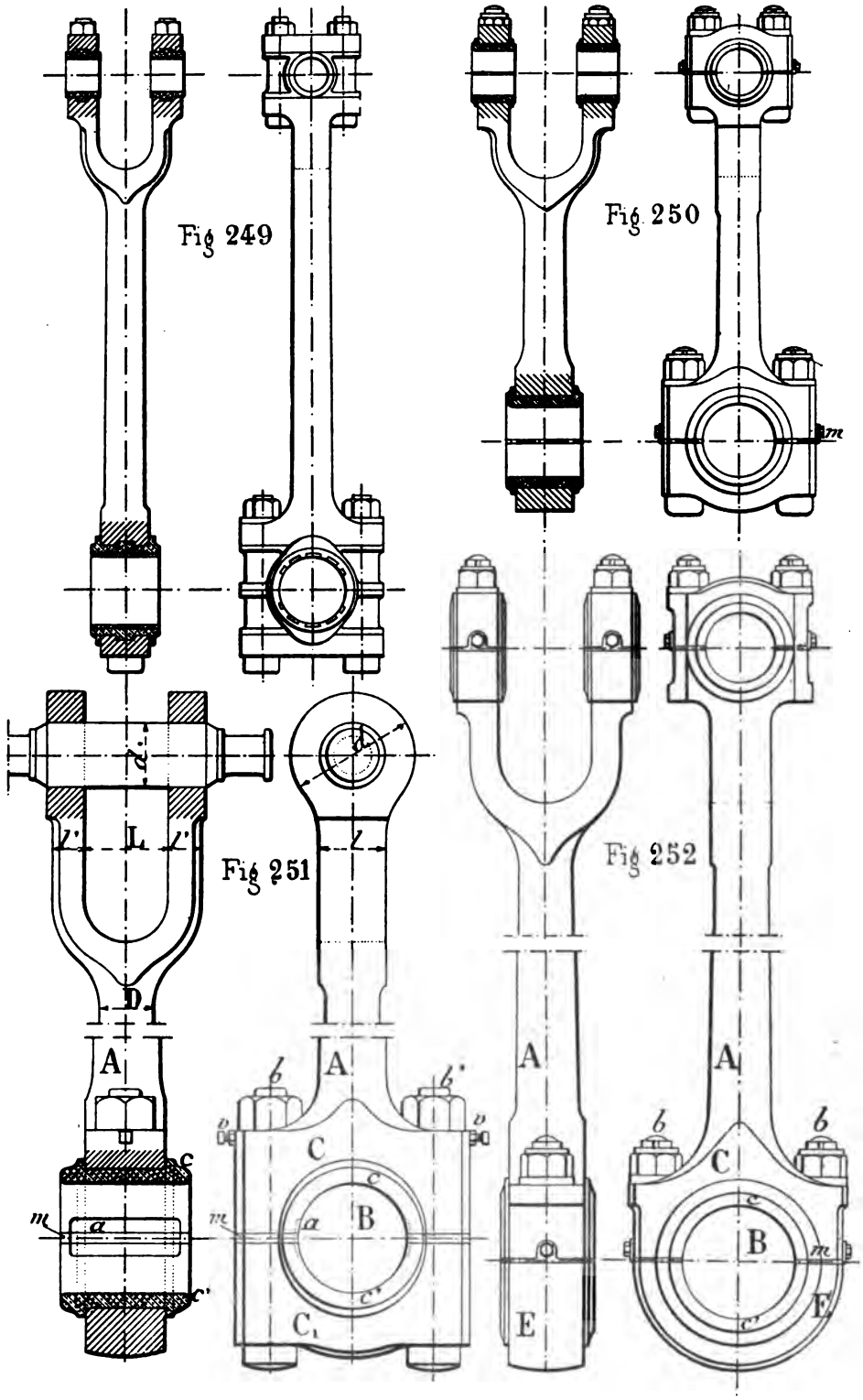


Fig. 249 à 252. — Bielles de machines marines.

aplatie, qui avait pour but de donner à la bielle une certaine élasticité transversale, en cas de dénivellement de la ligne d'arbre par exemple.

Les bielles des machines à balancier, à section en +, se sont de tout temps faites en fonte. Ce métal n'avait aucun inconvénient pour ces machines à marche lente et parfaitement régulière. Comme on avait besoin d'un grand poids pour équilibrer celui du piston, de sa tige et du parallélogramme, on pouvait donner à cette bielle des dimensions transversales suffisantes pour qu'elle ne travaillât qu'à une tension très inférieure au coefficient de sécurité.

La vitesse de piston augmentant, on a substitué le fer à la fonte, puis l'acier à ce dernier métal. On a pu confectionner ainsi des bielles résistantes et légères, qualités d'autant plus nécessaires que la vitesse de la machine est plus grande.

Jusqu'il y a une vingtaine d'années, le fer était seul usité pour la confection des bielles. On employait un métal de très bonne qualité, nerveux, donnant une résistance à la traction de 35 à 38 kil. par millimètre carré et un allongement de 14 à 16 °/₀. La grosse tête de la bielle était toujours forgée à part et soudée au corps avec lequel était venue la petite tête. Cette soudure était un des points faibles du fer.

Actuellement, on n'emploie pour ainsi dire plus que l'acier doux c'est-à-dire donnant une résistance à la traction de 45 à 48 kil. et un allongement de 25 à 22 °/₀. Ce métal est parfaitement homogène et ne comporte aucune soudure, il est susceptible de prendre un fort beau poli et ne présente aucune des cendrures ou pailles qui font reconnaître à première vue une pièce en fer forgé, après polissage. Le seul avantage du fer consistait dans la plus grande facilité que présentaient sa cémentation et sa trempe, ce qui permettait de donner à peu de frais à ces surfaces une dureté plus grande que n'en présente l'acier doux. Les pièces ainsi cémentées et trempées étaient à l'abri des coups et leurs arêtes restaient intactes.

81. — Têtes de bielles. — Les bielles se terminent, à leurs deux extrémités, par des cages appelées têtes, destinées à recevoir les coussinets dans lesquels s'ajustent d'un côté le tourillon de la manivelle, et de l'autre celui de la crosse. La première a reçu le nom de *grosse tête de la bielle*, la seconde celui de *petite tête*. Dans la marine on désigne aussi respectivement ces deux extrémités par les noms de *tête* et de *pied de bielle*.

La forme de tête la plus simple consisterait simplement en un œil circulaire percé d'un trou et garni intérieurement d'une bague en bronze ou en métal blanc. C'est le type le plus employé actuellement pour les bielles d'accouplement des locomotives. Il est peu dispendieux d'exécution mais ne permet aucun rattrapage de jeu. Le seul moyen dont on dispose consiste à remplacer la bague à l'atelier quand l'usure est trop considérable. Pour les locomo-

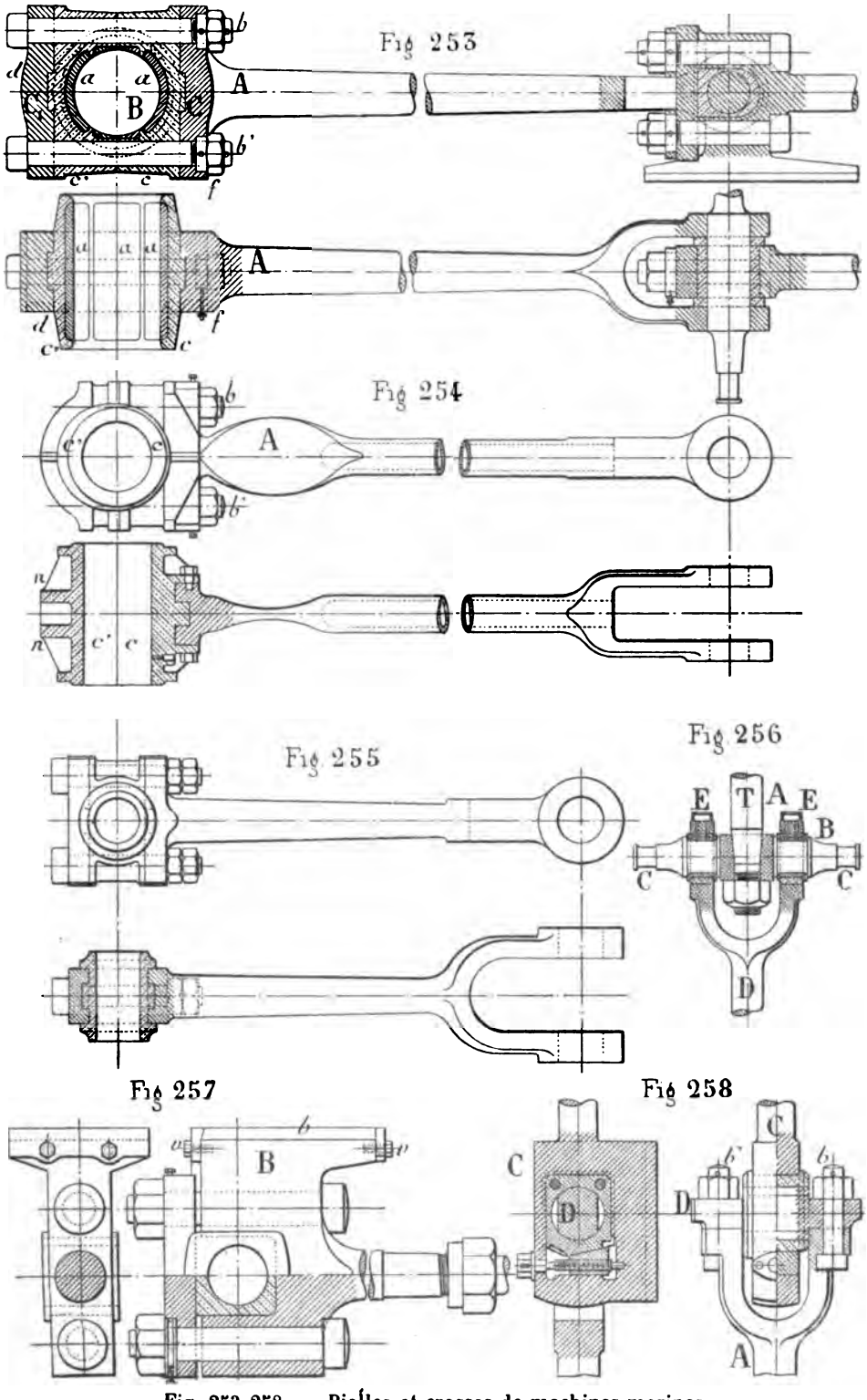


Fig. 253-258. — Bielles et crosses de machines marines.

tives, on l'emploie surtout parce qu'il n'est pas besoin d'une grande précision et qu'avec ce système le mécanicien ne peut faire de serrage intempestif. Quand au contraire la précision de l'ajustage est d'importance capitale comme pour les bielles motrices, on ne saurait avoir recours à ce système et on donne aux têtes une forme à peu près rectangulaire permettant de loger deux coussinets dont on peut à volonté, sans démontage préalable, régler le serrage.

82. — Grosses Têtes de Bielles. — On doit distinguer deux espèces de têtes de bielles : les *tête fermées* et les *têtes ouvertes*. Les premières ne peuvent s'appliquer qu'aux manetons des manivelles en porte-à-faux comportant seulement du côté extérieur un collet, de diamètre peu supérieur à celui du tourillon, de sorte qu'il suffit d'écarter les coussinets en desserrant les clavettes qui les retiennent pour sortir la tête et démonter la bielle.

Les secondes s'emploient avec les arbres coudés ou vilbrequins dans lesquels les bras de la manivelle empêcheraient de sortir la bielle si on ne démontait pas entièrement un côté de sa tête. Cette classe se divise elle-même en deux catégories suivant que les organes destinés à former la partie démontable servent aussi à régler le jeu et à rattraper l'usure ou ne sont disposés que pour maintenir les coussinets et constituer simplement autour d'eux un cadre rigide, le rattrapage de jeu étant opéré au moyen de coins ou de clavettes spéciales.

Les têtes fermées, étant plus rigides et plus simples, on doit les préférer quand le maneton de la bielle est en porte-à-faux.

Têtes de Bielles fermées. — Il n'y a pour ainsi dire qu'un type représenté figure 268. La bielle A se termine par une cage formée du cadre C venu de forge, entièrement raboté sur toutes ses faces. A l'intérieur de cette cage sont placés deux coussinets *c* et *c'* en bronze, serrés l'un contre l'autre au moyen de la clavette D et laissant entre eux une ouverture B dans laquelle passe le maneton de la manivelle.

Le demi-coussinet *c'* porte à son pourtour des joues qui servent à l'emboîter dans la tête de bielle et à l'empêcher de s'échapper latéralement. On ne peut donc le retirer qu'après avoir desserré la clavette et enlevé l'autre coussinet *c* muni de rebords d'un seul côté. Encore faut-il, après l'avoir amené au milieu de la cage, le faire tourner de 90° et le placer horizontalement. Pour empêcher que le demi-coussinet *c* qui ne possède qu'une joue latérale ne puisse sortir intempestivement de la tête de bielle, il est épaulé de ce côté sur la clavette comme on s'en rendra compte par l'examen du plan.

Les coussinets, en bronze[1], sont serrés l'un sur l'autre *à bloc*, comme dans

[1] Pour ce qui concerne les coussinets et leur construction, voir le chapitre relatif aux paliers.

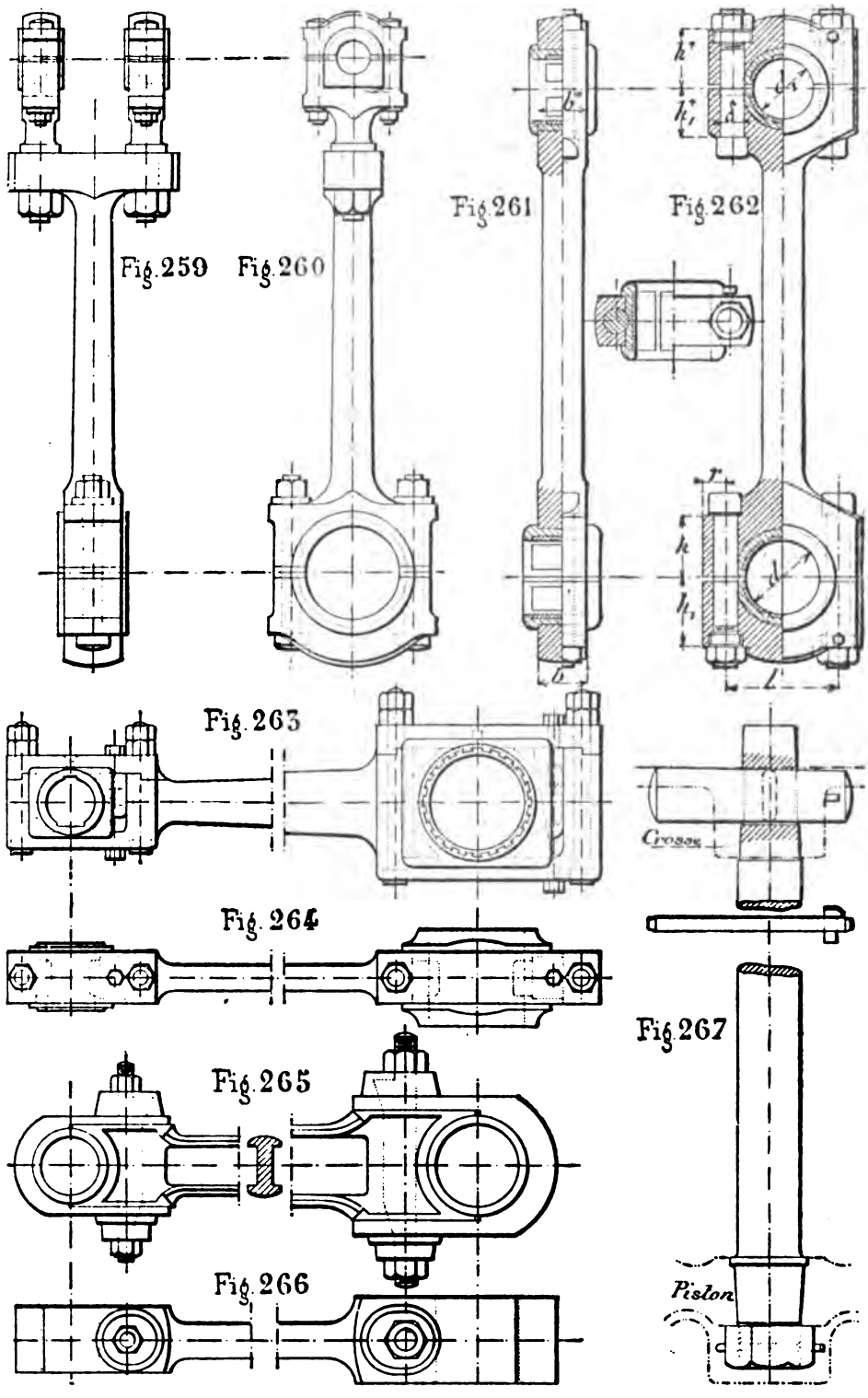


Fig. 259-262. — Bielles de machines marines.
Fig. 263-266. — Bielles de machines fixes à grande vitesse.
Fig. 265. — Emmanchements d'une tige de piston.

toutes les articulations des machines à vapeur. Cela veut dire que leurs deux faces qui sont opposées et se touchent sont ajustées de telle sorte que, une fois les coussinets fortement serrés par la clavette chassée à demeure, ils laissent en B un trou circulaire ayant le diamètre du tourillon plus les quelques dixièmes de millimètre nécessaires pour le jeu de l'articulation et ne viennent pas exercer de serrage sur la portée quel que soit le degré d'enfoncement de la clavette. Lorsqu'il s'est, en cours de service, produit une usure exagérée des coussinets, on vient légèrement gratter pour limer les faces en contact des coussinets de manière à diminuer le diamètre du trou de la quantité voulue. On préfère souvent interposer entre les coussinets des cales minces en bronze ou en laiton que l'on change quand on veut donner du serrage. C'est un sujet sur lequel nous reviendrons.

Pour empêcher le desserrage de la clavette, on la munit d'un frein spécial visible en détail sur la figure. Dans la partie de la cage qui reste libre, on place, de chaque côté de la clavette, deux cales en acier, K, parfaitement ajustées et qui ne peuvent se déplacer ni vers le haut ni vers le bas. Elles sont percées d'une ouverture oblongue *f* dans laquelle passe un boulon *g* qui traverse la clavette à frottement dur dans un trou de même diamètre. Quand on serre le boulon *g*, il vient au moyen de sa rondelle *r* exercer sur la càle K un frottement qui empêche la clavette de s'échapper.

Un godet graisseur à siphon, F, est ménagé à la partie supérieure de la tête de bielle. Ici ce godet est venu de forge, puis évidé à la machine. Dans les machines fixes, le godet est le plus souvent en bronze et rapporté.

On trouvera figure 242 une variante de ce genre de tête de bielle dans laquelle la clavette est remplacée par un coin actionné au moyen d'une vis et d'un écrou et fig. 248 une disposition analogue bien que la forme de la tête soit dissemblable.

Têtes de Bielles ouvertes. — Dans ces têtes de bielle, le cadre qui maintient les coussinets est facilement démontable afin de permettre le montage de la bielle sur des arbres à vilbrequin ou sur des boutons de manivelle présentant des collets de grande saillie. Il en existe un grand nombre de systèmes différents dont nous examinerons les plus répandus, à savoir les têtes de bielles *à chape*, *à fourche* et *à palier*, mais en somme elles se divisent en deux systèmes principaux suivant que la fixation et le réglage des coussinets sont opérés au moyen des organes mêmes servant à effectuer la fermeture de la tête de bielle ou à l'aide d'organes spéciaux indépendants. On peut considérer ce dernier genre de têtes comme dérivé du système à tête fermée avec cette différence qu'une partie de la cage est démontable. Quand la partie mobile est en place, ces bielles se comportent absolument comme des têtes fermées.

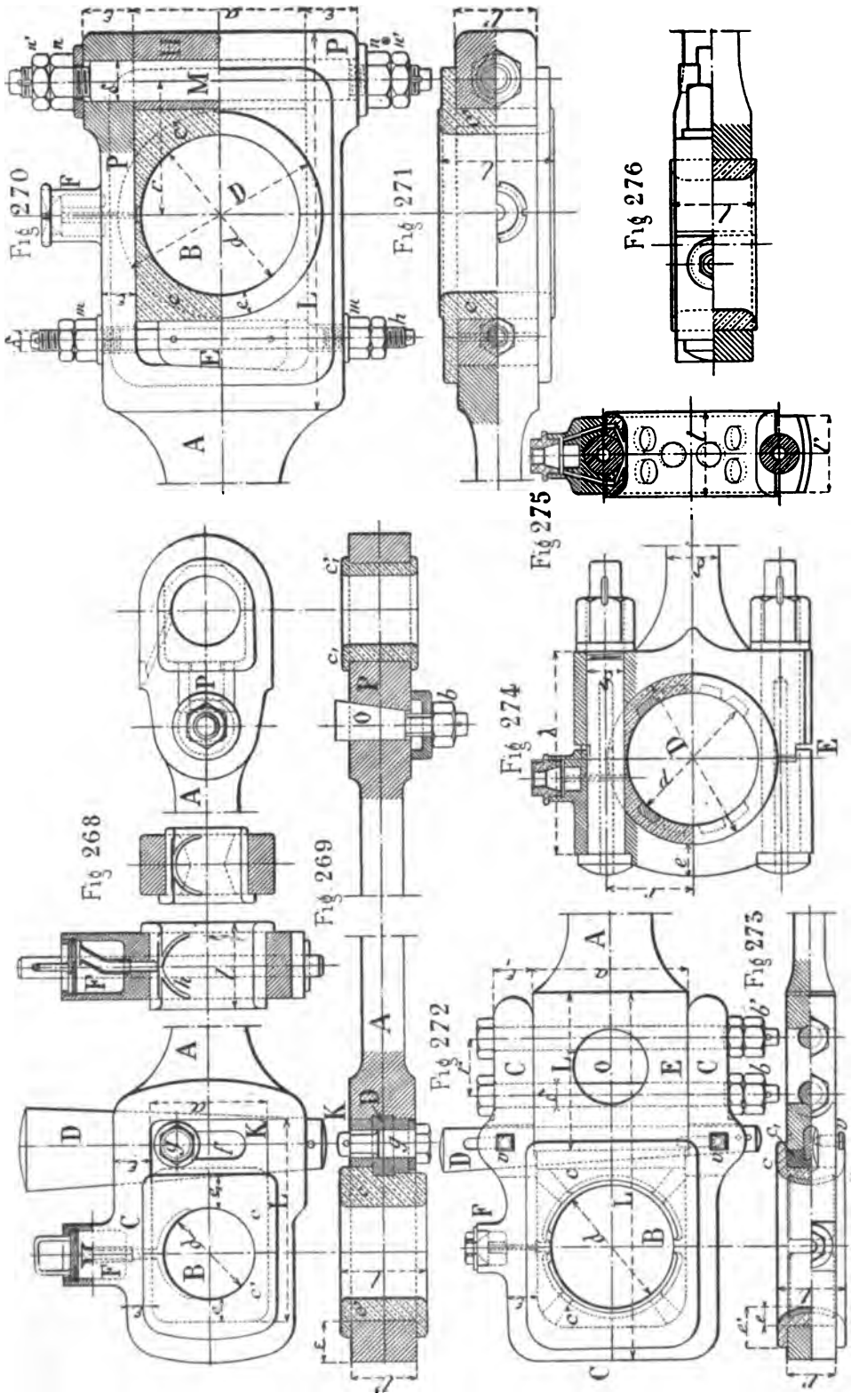


Fig. 258-276. — Têtes de bielle.

Le plus ancien de ces dispositifs est la bielle *à chape* dont la figure 272 indique la forme la plus moderne et la plus perfectionnée.

Dans cette bielle, la cage de la tête est formée, à l'avant, par l'extrémité E de la bielle A, allégée en son milieu par un trou circulaire O, sur les trois autres côtés, par une chape C, rabotée et polie, parfaitement ajustée sur les faces supérieure et inférieure de la partie E. Elle y est fixée par deux boulons parallèles *bb'* qui la traversent de part en part; quelquefois on ajoute à mi-fer, en haut et en bas, entre les deux boulons, une petite cale en queue d'aronde, souvent à cheval sur ces boulons, et qui donne de la rigidité à l'assemblage. A l'intérieur du cadre ainsi constitué sont placés deux coussinets *cc'* qui portent des joues à leur pourtour, des deux côtés, et ne peuvent se retirer qu'après démontage complet des boulons *bb'* et de la chape C. Ils sont serrés l'un sur l'autre, à bloc, par une clavette D dont les vis *v*, traversant la chape, empêchent le desserrage intempestif. Pour éviter que la clavette, qui présente sur la tranche une surface assez faible, ne vienne creuser une dépression dans le coussinet composé d'un métal beaucoup moins dur, on interpose une cale en acier c_1 entaillée pour le passage de la clavette et portant sur toute la largeur du coussinet avant. Cette disposition qui s'applique aux têtes de bielle à clavettes de tous systèmes est à recommander.

Le godet graisseur F est venu de forge avec la chape C.

Pour démonter une semblable tête de bielle, on commence par retirer la clavette D puis les boulons *bb'* et enfin la chape C que l'on fait glisser vers l'arrière, parallèlement à elle-même, jusqu'à ce que son extrémité antérieure soit dégagée des coussinets. Ces derniers se retirent alors.

Par suite de sa forme, cette tête de bielle s'applique surtout aux vilbrequins à tourillon de manivelle étroit et aux bielles à corps rectangulaire. On en trouvera fig. 243, 244 d'autres exemples appliqués à des boutons de manivelle de petit diamètre. Dans la première, le serrage des coussinets est effectué par un coin à vis placé du côté opposé au piston.

On doit autant que possible disposer les clavettes ou coins de serrage des deux têtes de la bielle de telle sorte qu'ils se trouvent tous les deux à droite ou à gauche du tourillon correspondant. Si en effet les clavettes sont placées en face l'une de l'autre comme fig. 268, c'est-à-dire entre les deux tourillons, lorsqu'on les serre pour rattraper les jeux, on tend à allonger la bielle. mesurée d'axe en axe des tourillons ; si elles sont placées toutes deux vers le dehors on tendra au contraire à raccourcir la bielle. C'est là un inconvénient sérieux auquel on peut d'ailleurs remédier dans une certaine mesure à l'aide de cales, mais qui doit faire préférer les clavettes disposées symétriquement. On ne peut toujours y avoir recours car on est souvent amené à réduire au maximum la longueur de la tête de bielle vers l'arrière, du côté opposé au cylindre, à cause des obstacles qui peuvent exister : le foyer dans

les locomotives à cylindres intérieurs, le fond ou la cuvette du bâti dans les machines à pilon, etc...

Dans l'ancienne bielle à chape (fig. 246), celle-ci n'était tenue que par la clavette *a* et la contreclavette *b* servant aussi au serrage du coussinet; cette disposition était plus simple mais présentait une solidité moindre, on ne doit plus l'employer.

Les têtes de bielles représentées fig. 243-244, appartiennent à des machines américaines à grande vitesse. On remarquera que toutes leurs faces sont à arêtes vives, parallèles ou à angle droit, disposition adoptée pour faciliter le travail à l'atelier. Ces bielles se terminent entièrement à la machine, sur calibres.

Dans le dispositif de la fig. 241, la chape est maintenue et coincée par les clavettes et contreclavettes *a*, mais on la fixe à demeure, une fois le serrage opéré, à l'aide du boulon *b* qui traverse la tête C de la bielle dans un trou ovalisé qui permet, pendant le réglage, un mouvement longitudinal de la chape.

La plus simple des têtes de bielle à fourche est représentée fig. 249. La bielle se termine par une fourche F placée dans le plan vertical de la bielle et venue de forge. On y glisse par l'arrière deux coussinets *cc'* que l'on vient serrer à l'aide d'une clavette D traversant les bras de la fourche dans une ouverture rectangulaire et s'appuyant vers l'arrière sur une contreclavette. Cette dernière a pour effet d'offrir à la clavette une surface de portage sur toute sa longueur. Si on la supprimait, la clavette ne porterait plus que dans les trous des branches de la fourche, sur une surface insuffisante et en materait les arêtes. De même, pour éviter que la clavette n'entaille le tourillon, on interpose, entre celle-ci et le coussinet, une cale en acier dur ou bien un cadre transversal ajusté autour de la fourche de bielle, qui porte sur la clavette, en haut et en bas, et sur les joues des coussinets latéralement. Ce cadre a aussi pour but d'empêcher la fourche de s'ouvrir.

Le frein de la clavette est différent de ce que nous avons vu précédemment. Au lieu d'agir sur la clavette avec un marteau, on la serre au moyen d'un écrou *e* qui se visse sur une partie filetée *b* qui la termine vers le bas. On immobilise le système en serrant le contre-écrou *e'* qui fait office de frein.

Cette tête de bielle est fort répandue en France pour les locomotives à cylindres extérieurs et pour les machines fixes de dimensions moyennes, bien qu'un de nos meilleurs constructeurs l'ait appliqué à de très puissants appareils à manivelle en porte-à-faux. Le principal inconvénient de cette tête consiste dans la grande saillie qu'elle présente sur l'arrière du maneton, soit *l* (Fig. 249). On ne peut l'employer dans toutes les circonstances et surtout avec des vilbrequins de gros diamètres pour lesquels elle présenterait des di-

mensions inacceptables. On peut alors la modifier comme on le voit fig. 270. La fourche est beaucoup plus courte que dans le cas précédent. Après y avoir placé les deux coussinets *c* et *c'*, on vient la fermer sur l'arrière à l'aide d'une cale H traversée par un gros boulon M que l'on vient serrer fortement à l'aide des écrous *n* et que l'on fixe à l'aide des contre-écrous *n'*. Cette disposition a en outre l'avantage d'éviter que la fourche n'ait une tendance à s'ouvrir. On serre les coussinets au moyen d'un coin E qui présente la même largeur que la tête de la bielle et dispense de l'emploi d'une cale, ce qui contribue aussi à diminuer la longueur de la tête. Ce coin est solidaire d'une tige filetée *h* et on règle sa position au moyen des écrous *m*. C'est là une tête de bielle très légère et que l'on emploiera avantageusement pour des machines présentant un tourillon de manivelle d'un diamètre de $0^m,100$ à $0^m,150$ et une longueur de $0^m,080$ à $0^m,160$.

La fourche peut aussi être ouverte vers le haut ou vers le bas. La figure 263 représente un modèle de tête de bielle souvent usité en Amérique pour les machines fixes à grande vitesse. La partie supérieure de la cage de chaque tête est démontable et s'assemble à emboîtement afin d'éviter le cisaillement des boulons qui la maintiennent. Le réglage des coussinets se fait au moyen d'un coin.

Nous arrivons maintenant aux têtes de bielles à palier qui sont de beaucoup les plus répandues pour les machines à arbre coudé et les seules employées pour les appareils de navigation.

La figure 253 en représente le type le plus usuel.

Ce genre de tête de bielle présente avec les paliers ordinaires une analogie complète. Le corps de la bielle A se termine, du côté du tourillon moteur, par une embase élargie C venue de forge et rabotée sur toutes ses faces. Le bouton de manivelle est entouré de deux demi-coussinets *cc'* serrés entre cette embase C et un chapeau rapporté C_1, en acier, à l'aide de deux boulons *bb'* parallèles à l'axe de la bielle et placés de part et d'autre du tourillon. Ces coussinets sont ajustés sur l'embase de la bielle et le chapeau de la bielle au moyen de surfaces planes et maintenues par des tétons circulaires *d* qui servent aussi de repère pour le montage. Ils s'élargissent sur le côté comme on le voit dans la coupe transversale, afin de couvrir la portée du tourillon suivant toute sa longueur, sans qu'il soit nécessaire de donner la même largeur à la tête de la bielle.

Dans l'exemple choisi, la surface intérieure des coussinets est garnie de stries *a* renfermant du métal blanc.

Les coussinets sont généralement allégés, comme le montrent les figures 232, 249 et 255. Ils portent des nervures aux points correspondant aux arêtes des surfaces en contact avec l'embase et le chapeau de la bielle, les cales de jonction et le tourillon.

Dans certaines machines très légères comme les appareils de torpilleurs on supprime le chapeau dont le coussinet inférieur, consolidé par des nervures, tient lieu. Les boulons sont alors remplacés par des prisonniers vissés de chaque côté dans les extrémités supérieures des demi-coussinets inférieurs.

La tête de bielle représentée figure 251 partage avec les précédentes la faveur des constructeurs. Les coussinets *c* et *c'* sont, à l'extérieur, circulaires ou ovales et la tête de la bielle est constituée par une cage formée par les deux parties symétriques C et C_1, la première venue de forge avec le corps A de la bielle, la seconde indépendante et fixée à la première au moyen des deux boulons *b* et *b'*. On trouve des dispositions analogues figures 246, 247, 250 et 274. Ce dispositif est plus économique que le précédent car, les coussinets étant minces, le poids de bronze y est beaucoup plus faible; par contre le poids total est supérieur.

La tête de bielle de la figure 253 offre peu de solidité dans le sens transversal, même si les boulons sont fortement serrés. Cela ne présente pas un grand inconvénient dans les machines à marche lente parce que l'effort, de traction ou de compression, exercé sur la bielle est toujours dirigé suivant son axe longitudinal. Il n'en est pas de même dans les appareils à grande vitesse, la force centrifuge tendant à créer une composante transversale qui peut être importante. On devra alors préférer le dispositif de la fig. 251 et surtout celui de la fig. 274 dans lequel les deux parties de la tête s'emmanchent en E à emboîtement.

La figure 252 représente un autre système de tête de bielle moins répandu mais cependant excellent et fort léger. La partie supérieure de la tête C est semblable à celle des bielles précédentes. Le coussinet inférieur est maintenu par un étrier demi-circulaire E qui l'emboîte complètement et qui se termine vers le haut par deux tiges filetées *b* et *b'* remplissant l'office des boulons et portant des écrous qui se serrent à la partie supérieure de la tête.

La figure 245 représente une tête de bielle extrêmement compacte et légère pour une machine fixe à grande vitesse. Les coussinets sont remplacés par une simple bague en bronze mince, en deux pièces.

On trouvera fig. 241 une bielle de machine américaine dont une des têtes est à palier sans coussinet. L'œil circulaire de la tête de bielle est muni intérieurement d'une garniture en métal blanc directement coulé sur elle. On remplace cette garniture lorsque l'usure est trop marquée. Cette pratique n'est pas à recommander et ne présente en somme pas d'avantage puisqu'elle ne dispense pas de faire la tête en deux pièces.

Quelquefois, tout en conservant la forme générale de la bielle à palier, on fait venir les boulons de forge avec la tête attenante à la bielle et les écrous sont tournés du côté opposé au cylindre. Ce n'est pas là une pratique à

recommander, car on complique notablement l'opération du forgeage et si un de ces boulons vient à casser, la bielle est sacrifiée. Certains constructeurs y remédient en rapportant les deux parties filetées qui forment prisonniers et se vissent dans le corps supérieur de la bielle mais, au point de vue de la solidité, ce dispositif ne vaut pas les précédents.

Dans les têtes de bielle à palier, on doit rapprocher autant que possible les deux boulons afin de diminuer le volume et le poids des têtes et la fatigue sur le chapeau. Aussi les place-t-on aussi près que possible de la portée de la manivelle, en ne laissant au coussinet, entre cette dernière et ces boulons, qu'une épaisseur extrêmement faible, ce qui n'a pas d'inconvénients puisqu'ils ne travaillent pas en ce point. Cette disposition est clairement indiquée figures 251-274. Dans toutes les machines à pilon, les écrous doivent être placés du côté du cylindre afin d'être facilement accessibles dans toutes les positions que peuvent occuper les manivelles; on diminue en outre de la sorte la saillie extérieure de la tête de bielle, ce qui peut être intéressant dans certains cas. Dans les machines horizontales au contraire, les écrous sont placés du côté opposé au cylindre afin d'être plus à la main du personnel.

Les écrous des bielles tendent toujours à se desserrer sous l'action des chocs, on doit donc les munir de freins.

La goupille ordinaire ne saurait convenir dans la circonstance car son emploi exige que l'écrou revienne à la même place. On peut toutefois y remédier, comme figure 250, en plaçant, entre l'écrou et la goupille, des cales dont on change l'épaisseur suivant que l'on veut donner ou reprendre du serrage, mais c'est là un procédé peu élégant rarement employé. Dans les petites machines on peut, comme fig. 274, remplacer la goupille par une clavette que l'on serre plus ou moins suivant l'enfoncement de l'écrou.

On n'emploie guère dans la marine que deux systèmes de frein, lesquels ont l'avantage de permettre un réglage aussi parfait que possible du serrage.

Le premier est représenté figure 253. L'extrémité inférieure de l'écrou se prolonge par une partie cylindrique qui pénètre dans une cavité de diamètre un peu plus grand pratiqué à la partie supérieure de la tête de bielle. On vient, à l'aide d'une vis, exercer un serrage énergique contre la partie cylindrique souvent munie, sur sa circonférence, de petites cavités dans lesquelles vient pénétrer l'extrémité de la vis. Un contre-écrou empêche la vis de se desserrer. (Diam. de la vis = 1/8 Diam. boulon + $0^m,003$).

Dans le second, l'écrou se termine, en haut, par une partie en saillie comportant deux ou quatre rainures, diamétralement opposées, dans

lesquelles pénètrent, quand le tout est en place, deux dents faisant partie d'un chapeau fixé sur la tête du boulon par un prisonnier et un écrou. Quand on veut desserrer l'écrou après avoir dévissé le faux écrou, on remonte le chapeau de la quantité voulue pour que ses dents échappent des rainures et on tourne l'écrou dans le sens et de l'angle voulus. On abaisse ensuite le chapeau que l'on vient serrer fortement et qui sert de frein.

Nous avons traité avec assez de détails les questions relatives aux coussinets pour n'avoir plus à y insister. Nous rappellerons simplement que la composition qui paraît le mieux convenir à leur construction consiste en un alliage de 84 à 90 °/₀ de cuivre et de 16 à 10 °/₀ d'étain. On ajoute quelquefois 1 à 2 0/0 de zinc. Aujourd'hui, on les garnit toujours d'antifriction disposée, soit en macarons comme figure 274, en stries comme figure 261, ou mieux suivant toute la surface en ayant soin de la relier fortement aux coussinets par de nombreuses saillies en queue d'aronde (fig. 232-263).

Dans les machines à allure lente des paquebots et de tous les navires du commerce en général, les soies de manivelle ne sont pas larges et le coussinet déborde peu la bielle de chaque côté (fig. 251). Dans les appareils à grande vitesse où le tourillon est fort long, pour ne pas donner trop de largeur à la tête de bielle, on doit se résoudre à admettre un porte-à-faux assez considérable des coussinets de chaque côté comme on le voit fig. 253. On doit alors donner aux coussinets une forme et une section qui leur assurent la rigidité nécessaire pour qu'ils portent en tous leurs points sur le tourillon et ne se fendent pas.

On a avantage à donner extérieurement aux coussinets une forme circulaire, ce qui diminue leur tendance à se fendre sous l'action des échauffements et des refroidissements brusques et les préserve de toute action intérieure due au retrait. En outre ils se terminent entièrement au tour, ce qui est plus économique. Toutefois on doit empêcher ces coussinets de tourner à l'intérieur de la tête de bielle. L'entaille qu'il est nécessaire de pratiquer sur leurs faces latérales pour le passage des boulons suffit généralement.

Les cales de serrage *m* (fig. 251-252) remplissent le même office d'une manière plus efficace.

Les coussinets de tête de bielle présentent généralement à leur intérieur, en *a*, figure 251, une cavité de quelques millimètres de profondeur, destinée à empêcher la coupure et l'extrémité des cales de porter sur la soie de manivelle. Cette cavité sert en outre de réservoir d'huile.

Les coussinets de toutes ces têtes de bielle doivent être serrés *à bloc sur cales*. Dans les machines fixes, on se sert généralement d'une cale unique en bronze ayant de 5 à 10^{m}/^{m} d'épaisseur et que l'on vient limer au fur et à mesure

que l'usure se produit. Dans les machines marines il peut être nécessaire d'opérer très rapidement à la mer le serrage ou le desserrage d'une tête de bielle en ne stoppant que quelques instants. Aussi dispose-t-on, entre les coussinets, un jeu de cales de différentes épaisseurs. Un chauffage vient-il à se produire par excès de serrage, on place rapidement, après avoir desserré les boulons de la tête de bielle, une cale d'épaisseur convenable. Y a-t-il au contraire un jeu excessif, ce que l'on reconnaît au choc produit à chaque bout de course, on retire une des cales d'épaisseur proportionnée au jeu estimé.

Dans les machines marines, les cales placées entre les coussinets de tête de bielle, occupent une hauteur totale de $0^m,010$ et se composent de feuilles en laiton de différentes épaisseurs, on adopte généralement les suivantes : 1 cale de $5^m/^m$, 1 cale de $2^m/^m$, 2 cales de $1^m/^m$, 5 cales de 1/5 de $^m/^m$ (on remplace quelquefois une cale de 1/5 de $^m/^m$ par 2 cales de 1/10). La cale de $5^m/^m$ n'a guère d'autre but que de maintenir et donner de la raideur aux autres et d'empêcher les coussinets de tourner.

Afin que ces cales puissent se retirer sans démonter la bielle, on leur donne en plan la forme représentée figure 234. Elles sont évidées pour qu'elles puissent éviter le boulon A de la tête de bielle quand on les fait glisser vers l'extérieur après avoir préalablement desserré les boulons. Afin qu'elles n'aient pas de tendance à glisser au dehors pendant la marche, il est d'usage de couder à angle droit leur extrémité qui vient s'appliquer sur le côté de la tête de bielle contre laquelle on les maintient à l'aide d'une vis *m* (fig. 250).

83. — Petites Têtes de Bielles. — Les petites têtes de bielle appartiennent à deux catégories distinctes suivant que le tourillon d'articulation de la crosse de tige de piston est fixé à cette dernière ou à la bielle.

Dans le premier cas la petite tête, simple ou à fourche, comporte des coussinets et un rattrapage de jeu ; dans le second, elle est toujours à fourche et se termine de chaque côté par un œil.

En somme, la fourche, nécessaire à toute articulation qui ne doit pas présenter de porte-à-faux, comme celle de la bielle sur la tige de piston, est le plus souvent pratiquée sur celui des organes, bielle ou crosse, dont le tourillon est solidaire. Dans les machines marines toutefois, la fourche est toujours sur la bielle.

On trouvera figures 251-253 des exemples de petites têtes de bielles à fourche dans lesquelles le tourillon, entré à frottement très dur, est fixé à demeure, au moyen de goupilles dans des têtes rondes venues de forge. C'est là une pratique très générale dans la marine ; les crosses portent alors les coussinets et sont démontables.

Dans les bielles représentées figures 254 et 255 on a supposé que le tourillon était démonté.

On trouvera figure 258 une disposition légèrement différente mais encore peu répandue. Le tourillon de la crosse D est fixé par les deux boulons *bb'* sur deux embases plates terminant la fourche de la bielle A à sa partie supérieure.

Quand le tourillon est venu de forge ou boulonné avec la crosse, la petite tête de bielle est toujours à rattrapage de jeu. Elle affecte alors le plus souvent, avec des dimensions plus faibles, la même forme que la grosse tête.

Ainsi, on trouvera figures 243-244 des petites têtes, à chape comme les grosses têtes, qui se montent sur le boulon de manivelle, et figures 249-250-252 des petites têtes, à palier comme les têtes principales. D'autres fois, les petites têtes peuvent être d'un autre système que les grosses. Ainsi, les bielles des figures 241 et 246 ont des grosses têtes à palier et des petites têtes à chape, celle de la figure 171 a une petite tête fermée et une grosse tête à palier, etc.

On trouvera figures 259-260 une disposition, appliquée par un constructeur anglais à des machines marines, et qui a pour but de remplacer la fourche ordinaire, pièce de forge d'autant plus difficile que les bons forgerons se font plus rares de jour en jour. La bielle se termine, à sa partie supérieure, par une traverse rectangulaire aux extrémités de laquelle les deux petites têtes de bielle, à palier, sont fixées chacune par un fort boulon parallèle à l'axe de la bielle.

On doit préférer les bielles à fourche, dans lesquelles les tourillons sont fixés à demeure, à celles qui comportent deux petites dont l'ajustage est assez difficile, car elles doivent porter, également et sans faux aplomb, sur les deux tourillons de la crosse situés exactement dans le prolongement l'un de l'autre.

Il y a aussi un certain nombre de dispositifs qui ne s'appliquent qu'aux petites têtes de bielles des machines fixes ou des locomotives et qui sont motivées par des raisons particulières. Tel est par exemple le cas de la petite tête représentée figure 268. Le coin de réglage P se serre horizontalement au moyen d'un écrou *b* placé vers l'extérieur, de manière qu'il soit bien accessible. L'écartement des glissières et la forme de la crosse ne permettent pas, dans le cas considéré, de disposer la clavette verticalement. C'est là une disposition très élégante et compacte.

Quelques constructeurs se contentent, pour les machines fixes de faibles dimensions et les locomotives, de petites têtes rondes sans rattrapage de jeu dans lesquelles les coussinets sont remplacés par une simple bague en bronze entrée à la presse, que l'on remplace quand il s'est produit un jeu excessif.

De fait, pour les petites têtes de bielles qui sont soumises à une usure peu considérable, ce système suffit généralement.

Dans les machines marines, on n'emploie que deux systèmes : les petites têtes de bielle à fourche et à palier ou les têtes rondes, également à fourche, dans lesquelles le tourillon est fixé à demeure.

Nous avons vu que, en raison de la faible vitesse relative de rotation dont sont animés les tourillons de la crosse, on admettait qu'ils pouvaient être soumis à une pression plus considérable par unité de surface frottante. Aussi ne peut-on toujours garnir leurs coussinets d'antifriction qui, trop molle, s'écraserait sous la charge. On doit alors, ou laisser le bronze à nu ou employer un métal blanc assez dur solidement rattaché au coussinet.

CHAPITRE IX

ARBRES ET TOURILLONS

Détermination des proportions à adopter dans l'établissement des tourillons : diamètre et longueur. — Fonctionnement des tourillons envisagé en tant que surfaces frottantes. — Coefficients d'usure. — Pressions par unité de surface frottante. — Calcul du diamètre des arbres des machines fixes et marines, des machines monocylindres et multicylindres. — Calcul des différents éléments des manivelles et vilbrequins. — Surfaces frottantes des tourillons de manivelles. — Plateaux de jonction, leurs proportions. — Mode de construction des arbres. — Matériaux à employer. — Arbres droits et coudés. — Manivelles rapportées. — Arbres *built up*. — Contrepoids pour les machines à grande vitesse.

84. — Les Arbres des machines à vapeur sont toujours, même en dehors des parties destinées à former tourillons, de section circulaire. Ils sont quelquefois creux dans ceux des appareils de navigation pour lesquels la question de légèreté prime toute autre considération.

Les arbres sont généralement soumis en même temps à des efforts de flexion et de torsion. Dans la plupart des cas, et particulièrement pour les machines marines dont les paliers sont très rapprochés, les efforts de flexion dus au poids de l'arbre par comparaison avec les efforts de torsion sont si faibles que l'on n'en tient pas compte dans le calcul. Cependant, il existe des cas nombreux où l'effort de flexion ne saurait être négligé, par exemple dans les machines fixes possédant un volant très lourd et des paliers écartés.

Nous ne voulons entrer ici dans aucune analyse théorique du calcul des arbres dont on trouvera le détail dans les Traités de Mécanique ou dans les Cours de Résistance des Matériaux. Notre but est simplement de relater les formules d'un emploi pratique permettant d'obtenir rapidement les dimensions transversales des arbres et les proportions de leurs diverses

parties en fonction de la puissance qu'ils ont à transmettre et en tenant compte des conditions dans lesquelles celle-ci est exercée.

85. — La Détermination des Proportions à adopter dans l'établissement des différents tourillons que comportent les machines à vapeur doit être effectuée en vue :

(1) D'assurer, dans les meilleures conditions de sécurité, leur résistance aux efforts de torsion, de flexion ou de cisaillement qu'ils ont à subir ;

(2) De réduire au minimum le travail de frottement et l'usure dans les limites du possible, sans omettre les considérations relatives à la nature des matériaux et à l'efficacité plus ou moins complète du graissage.

Le diamètre des tourillons de l'arbre moteur, comme ceux des crosses de tige de piston ou des organes accessoires, sont déterminés par les conditions de résistance aux efforts de torsion ou de flexion qu'ils ont à subir, tandis que leur longueur est imposée par les conditions relatives à l'usure et au travail de frottement. Il est donc impossible de séparer les considérations ayant trait à ces deux genres d'efforts que l'on ramène, les premiers à une valeur déterminée par millimètre carré de la section transversale du tourillon, les seconds à une pression également déterminée pour chaque cas particulier, par centimètre carré de la surface projetée de la portée sur un plan parallèle à son axe. Cela revient à dire que, des deux dimensions du tourillon, l'une, le diamètre, est imposée par la fatigue interne à laquelle est soumis le métal par l'effet des couples moteurs et du poids des volants, par suite de l'écartement des paliers de support, etc., l'autre, la longueur, par l'intensité des efforts qu'exerce l'action de la vapeur sur les manivelles, par la vitesse de rotation, la durée des périodes de fonctionnement continu, l'efficacité présumée du graissage, etc.

Il nous paraît donc opportun, avant d'examiner en détail quelles sont les proportions qu'il convient de donner aux arbres, de présenter quelques considérations générales et entièrement pratiques sur les conditions de fonctionnement des tourillons envisagés en tant que surfaces frottantes.

Si f représente le coefficient de frottement, P la pression totale sur le tourillon et V la vitesse relative des surfaces frottantes, le travail absorbé par le frottement dans l'unité de temps sera $f.P.V$. On voit déjà que, absolument parlant, le travail de frottement est indépendant de la longueur et de la surface des tourillons.

Toutefois, si on envisage les choses à un point de vue plus conforme à la réalité et que l'on tienne compte de la déformation géométrique, le travail

de frottement qu'il faut considérer sera exprimé par $f\frac{P}{S}V$ où S représente l'aire de la surface frottante.

Or, P étant donné, on peut diminuer ce produit en agissant séparément ou simultanément sur chacun des facteurs, c'est-à-dire sur f, S ou V. La valeur du coefficient de frottement, f, ne dépend que de la nature des matériaux en contact et de l'efficacité du graissage; étant donnée l'uniformité à peu près complète de ces conditions dans les machines bien construites, f ne varie qu'entre des limites fort étroites, aussi le considérant pour le moment comme constant, ne nous occuperons-nous que des deux autres termes V et $\frac{P}{S}$.

En vue d'attribuer à V une valeur aussi faible que possible, on ne doit pas, en règle générale, augmenter le diamètre du tourillon au-delà de ce qui est strictement nécessaire pour résister aux efforts de flexion ou de torsion.

Cette vitesse est en effet, pour un même nombre de tours, proportionnelle au diamètre du tourillon. La seule ressource dont on dispose pour accroître la surface frottante dans la proportion voulue pour éviter les échauffements, consiste donc à allonger la portée.

Pour diminuer le rapport $\frac{P}{S}$ on ne peut agir que sur S puisque P est donné. Il faudra donc adopter une pression par unité de surface d'autant plus faible, ou, à charge donnée, une surface frottante d'autant plus grande que la vitesse de rotation de la machine sera plus considérable.

V (par seconde) est proportionnel au diamètre d du tourillon de longueur l et au nombre de tours n par unité de temps (par minute) $\left(V = \frac{\pi d n}{60}\right)$. Si on pose que pour une machine de type et de dimension donnés, dans laquelle, seule la vitesse V peut varier, $f\frac{P}{S}V =$ constante, en remplaçant S et V par leur valeur, il vient $P\frac{n}{l} =$ constante. P étant donné, on aura $\frac{n}{l} =$ const., où $l = \alpha n$, c'est-à-dire que la longueur des tourillons, toutes choses égales d'ailleurs, devra être proportionnelle à la vitesse de rotation de la machine.

L'usure, pour une même vitesse et des matériaux semblables, dépend de la pression par unité de surface.

Il y a lieu de distinguer, dans les machines à vapeur, trois espèces distinctes de tourillons soumises à des efforts de valeur différente et dans des conditions peu comparables, à savoir les tourillons de l'arbre, de la manivelle et de la crosse.

Les premiers sont soumis à un mouvement de rotation autour de leur axe ; les seconds à un mouvement circulaire uniforme autour de l'arbre qui les amène à opérer leur rotation complète pendant un tour de la machine; les troisièmes enfin sont animés d'un mouvement relatif de rotation, par rapport aux coussinets du pied de bielle, qui, pour chaque révolution, est proportionnel à l'obliquité maximum de la bielle.

Dans les tourillons de l'arbre et de la manivelle, l'usure se fait surtout sentir suivant les deux extrémités d'un diamètre correspondant à la direction qu'occupe la bielle aux moments où l'effort moteur est maximum. Dans les tourillons de la crosse, elle ne se produit guère que suivant deux portions de circonférence, diamétralement opposées. Il en résulte, pour ces deux espèces de tourillons, une tendance à l'ovalisation, particulièrement marquée pour les derniers.

On a établi, pour la détermination de l'étendue des surfaces frottantes et des dimensions des divers tourillons, des règles empiriques, basées sur l'emploi d'un *coefficient d'usure*, qui sont d'un usage avantageux pour un avant-projet parce que l'on y remplace la pression normale sur la surface, qu'il faudrait calculer, par la force en chevaux de l'appareil, connue *à priori*.

Pour les coulisseaux, ce coefficient d'usure est

$$u = \frac{P}{S} = \frac{P}{L \times l}$$

où P = puissance en chevaux,

S = aire de la surface, dont L et l sont les deux dimensions linéaires.

Pour les tourillons de tête de bielle et d'arbres, il devient :

$$u = \frac{PN}{Vl}$$

où N = nombre de tours par minute,

l = longueur du tourillon,

V = vitesse du piston en mètres par seconde.

En éliminant les termes constants et en observant que $V = \frac{CN}{30}$ cette formule devient, pour les tourillons de l'arbre [1]

$$u = \frac{P}{Cl}$$

où C = course du piston.

Nous verrons plus loin quelles sont les valeurs attribuées à u pour les diverses surfaces frottantes des machines.

Ce serait toutefois une erreur de croire que l'on puisse augmenter indéfiniment la longueur des tourillons en vue de permettre l'accroissement du

[1] Bienaymé, *Les Machines marines*, page 354.

nombre de tours. Les considérations d'ordre pratique interviennent forcément dans cette question pour limiter la longueur à donner aux portées, particulièrement en ce qui concerne celles des têtes de bielle motrice.

Quand les tourillons sont très longs, il devient difficile d'assurer leur portage, sur les coussinets, suivant toute leur surface, d'autant plus que les plaques de fondation des machines, particulièrement à bord des navires à grande vitesse, ne sont pas absolument indéformables. Il arrive alors que le coussinet ne porte plus que dans les angles ou en quelques points seulement de sa surface, il en résulte en ces points l'expulsion des matières lubréfiantes suivie d'un échauffement et d'un grippage qui peuvent avarier les surfaces et fendre les coussinets.

Ces observations sont encore plus vraies en ce qui concerne les têtes de bielles que les paliers de l'arbre. La bielle, possédant en effet un certain jeu latéral et transversal et n'étant montée que librement sur ses tourillons de tête et de pied, peut prendre une certaine obliquité qui tend à faire porter les angles de ses coussinets sur les portées, effet d'autant plus sensible que la longueur des coussinets, par rapport à celle de la bielle, sera plus grande.

Il est donc d'usage, dans la plupart des machines à vapeur, fixes ou marines, de donner aux tourillons de l'arbre une plus grande longueur qu'à ceux de la bielle. Toutes les tentatives faites pour obtenir l'égalité des surfaces sur les deux genres de portées, se sont traduites par des échecs significatifs.

Notre expérience personnelle nous permet de citer le cas suivant. Le moteur d'un ventilateur de torpilleur présentait des tourillons de bielle motrice présentant une longueur égale à 2,5 fois leur diamètre ; le fonctionnement était à chaque instant paralysé par des échauffements de la tête de bielle. On changea l'arbre et on installa un vilbrequin dont le tourillon n'avait plus comme longueur que 1,5 fois le diamètre. A partir de ce jour, le fonctionnement ne laissa plus rien à désirer et la machine put tourner d'une manière continue, à une vitesse de 1.000 tours à la minute.

L'impossibilité de donner aux tourillons de la tête de bielle motrice la longueur qui serait nécessaire pour obtenir la surface de frottement voulue, conduit quelquefois à grossir ceux-ci un peu au-delà de la cote correspondant à la résistance à la torsion. Il est vrai que l'on augmente ainsi la vitesse des surfaces frottantes mais cet inconvénient est souvent compensé par la suppression d'inconvénients plus graves.

Dans les *Machines marines*, il convient de distinguer les appareils des navires du commerce, paquebots ou cargo-boats, dont le fonctionnement doit pouvoir se prolonger pour ainsi dire indéfiniment dans les conditions les plus absolues de sécurité, les appareils des navires de guerre dont les machines

sont généralement plus forcées et qui peuvent être soumises à une marche à distance de quelques heures et à un fonctionnement de durée considérable à allure réduite, lors des longues traversées et des croisières, enfin les appareils à grande vitesse des croiseurs ou des torpilleurs qui sont établis surtout en vue d'une marche forcée de courte durée, mais pour laquelle on peut admettre des coefficients de sécurité inférieurs à ceux qui sont indispensables pour les grands navires.

En ce qui concerne les *machines fixes*, on doit distinguer les appareils à vitesse moyenne ou à grande vitesse et les machines de grande ou de faible puissance. Toutes les formules employées pour déterminer les dimensions des organes supposent en effet des constantes qui modifient les proportions adoptées pour les appareils très puissants ou les petites machines.

Quant aux *locomotives*, elles se trouvent à peu près toutes dans les mêmes conditions et l'on ne doit faire de distinction, au point de vue qui nous occupe actuellement, qu'entre les machines à cylindres intérieurs ou extérieurs. Encore n'est-ce qu'en ce qui a trait aux tourillons de l'essieu coudé dont la section est très supérieure, pour les premières, à ce qui est nécessaire en vue de résister aux efforts créés par le piston, puisqu'il est déterminé par le diamètre de l'essieu.

D'ailleurs, pour la détermination des différents éléments des surfaces frottantes, comme pour ceux des autres organes, il ne faut pas se fier aveuglément aux formules. Celles-ci doivent plutôt servir de guide raisonné à l'ingénieur qui trouvera, dans les nombreuses machines déjà construites, des points de comparaison et une source d'études des plus fructueuses.

86. — Arbre et ses Tourillons. — On donne généralement aux tourillons de l'arbre le diamètre minimum indiqué par la résistance des matériaux. Les autres parties peuvent être renflées, pour former les collets maintenant l'arbre dans le sens longitudinal contre les joues des coussinets, pour former le portage d'une poulie ou d'un volant ou pour résister à des efforts de flexion.

Le calcul des arbres serait, dans certains cas, compliqué et difficile, si l'on voulait tenir rigoureusement compte de tous les efforts de torsion ou de flexion et des chocs auxquels ils sont soumis, en faisant entrer en ligne de compte la poussée de la bielle, le poids des volants, l'effort tangentiel des courroies sur les poulies de transmission, les efforts d'inertie des organes du mécanisme, etc. La pratique peut heureusement donner à ce sujet des indications précieuses et le nombre des machines de tous systèmes, actuellement construites et en service, est assez considérable pour fournir des coefficients empiriques donnant une approximation suffisante. Ce n'est même en réalité que pour certains cas spéciaux, dans des applications entièrement nou-

velles, que l'on doit recommander le calcul direct, pour lequel nous renvoyons aux ouvrages relatifs à la résistance des matériaux. Encore, la comparaison avec les proportions usuellement adoptées devra-t-elle toujours servir de vérification aux résultats obtenus par l'analyse directe qui ne peut tenir compte de tous les éléments.

La résistance d'un arbre à la torsion étant proportionnelle au cube de son diamètre, et le couple de rotation ou couple moteur pouvant se représenter par $\frac{F}{n}$, où F est la force totale en chevaux de la machine et n le nombre de tours par unité de temps (l'effort tangentiel est en effet inversement proportionnel à la vitesse), on devra avoir entre le diamètre de l'arbre et la puissance de la machine une relation de la forme

$$d = a\sqrt[3]{\frac{F}{N}}.$$

Il suffira donc de déterminer, dans les différents cas que l'on peut rencontrer en pratique et suivant les matériaux adoptés, la valeur qu'il faut attribuer au coefficient a.

F étant exprimé en chevaux indiqués et d en mètres, N représentant le nombre de tours de l'arbre considéré par minute, le coefficient a variera entre :

0,08 pour l'acier,
0,10 pour le fer,

dans les *machines fixes* ne présentant aucune particularité spéciale.

Cette valeur de a est d'ailleurs plus que suffisante pour assurer la résistance de l'arbre au couple moteur dans les meilleures conditions de sécurité ; elle tient compte des chocs qui peuvent se produire et des efforts transversaux de flexion dans une proportion convenable pour les besoins ordinaires de la pratique.

Toutefois, la pratique a démontré que, comme pour les essieux de chemins de fer, la durée du fonctionnement avait une action considérable sur la conservation des arbres de couche dont les ruptures se produisent, si des visites minutieuses n'amènent pas leur remplacement en temps voulu, au bout d'un certain nombre de tours. Cet effet est produit par le changement moléculaire qu'apportent à la constitution du métal les chocs et les vibrations répétées. On devra donc en quelque sorte proportionner le diamètre des arbres aux périodes plus ou moins prolongées pendant lesquelles ils devront fonctionner. C'est ainsi que pour les arbres d'un appareil de paquebot appelé à fonctionner d'une manière continue, on devra faire choix d'un coefficient plus élevé que pour une machine de croiseur par exemple appelée à un fonctionnement intermittent. Cela explique également pourquoi un arbre, calculé en vue d'une marche normale donnée devra présenter

une résistance suffisante pour supporter, sans crainte de rupture, une marche à outrance peu prolongée et répétée. En un mot, l'effort supporté par unité de section du métal, pour les arbres ainsi calculés, est notablement inférieur à ce que la sécurité pourrait conseiller si les arbres devaient toujours rester dans les conditions où ils se trouvent sur les machines neuves.

C'est en raison de la continuité du fonctionnement, des chocs auxquels ils sont soumis et des dangers particuliers qu'entraîne dans ces cas spéciaux la rupture d'un arbre, que, pour les bâtiments de mer, on donne au coefficient a, même pour des arbres en acier, une valeur légèrement supérieure à celle que nous avons indiquée plus haut pour les machines fixes, soit

$a = 0{,}110$ à $0{,}115$ pour les paquebots,

$a = 0{,}106$ à $0{,}108$ pour les bâtiments de combat.

Il est clair que le couple moteur auquel l'arbre doit résister n'est pas le même en tous ses points. Par exemple, dans les machines marines à trois manivelles, le vilbrequin avant ne transmet guère que le tiers de la puissance totale ; on pourrait donc, sans inconvénient au point de vue de la résistance, adopter, pour la partie correspondante de l'arbre, un diamètre moindre que pour la portion arrière qui transmet toute la puissance. Pourtant en pratique, pour des raisons de symétrie et de simplification, on donne le même diamètre à l'arbre moteur en tous ses points. Cela permet d'avoir des pièces identiques et interchangeables, portions d'arbre, coussinets, chapeaux de palier, etc.

La meilleure manière d'alléger les arbres consiste à les faire creux, soit directement, de forge, soit plus communément par un forage ; c'est malheureusement une pratique assez coûteuse et qui n'est justifiée que dans les applications où l'on recherche avant tout la légèreté, comme dans les machines des navires à grande vitesse.

Les arbres ne sont pas toujours cylindriques. Dans les machines fixes comportant un volant de grand poids placé entre deux paliers, on renfle souvent l'arbre au portage de ce volant et le bossage ainsi obtenu est relié aux tourillons par des troncs de cône très allongés de manière à donner sensiblement à l'arbre la forme d'un solide d'égale résistance à la flexion.

Les valeurs que nous avons données pour le coefficient a s'appliquent aux machines dans lesquelles les manivelles ne présentent que le minimum de porte-à-faux et se trouvent placées exactement au ras des paliers. Quand il en est autrement, ce que l'on doit éviter à tout prix, on doit prévoir un excès de résistance et se livrer à des calculs directs pour s'assurer que l'arbre, soumis à la fois à des efforts de flexion et de torsion, est dans des conditions convenables de résistance.

Dans ce que nous venons de dire, nous n'avons établi aucune distinction

entre les machines à simple, double ou triple expansion et nous n'avons pas fait entrer en ligne de compte la valeur du rapport de détente. Les coefficients donnés plus haut ne permettent donc pas de profiter, pour la réduction du diamètre de l'arbre, des avantages que présentent les machines à expansion fractionnée.

Nous avons en effet établi le diamètre de l'arbre en fonction de la puissance indiquée sans nous occuper du système de la machine et des variations que peut présenter le couple moteur. Or ce dernier, pour deux machines d'égale puissance, fonctionnant au même nombre de tours, peut offrir des maxima très différents, suivant que cette machine comportera un, deux ou trois cylindres actionnant un égal nombre de manivelles et suivant l'angle de calage de ces manivelles. On n'obtiendrait à ce point de vue un résultat exact qu'en exécutant l'épure des couples moteurs composés et en calculant l'arbre en vue de résister au couple maximum ainsi trouvé qui serait plus considérable dans le premier que dans le dernier cas. En un mot, pour une puissance donnée, toutes choses égales d'ailleurs, le couple moteur sera plus constant dans une machine compound ou à triple expansion à trois manivelles que dans un appareil à cylindre unique et, partant, le couple maximum sera plus faible. On admet généralement que les diamètres des arbres des machines de même puissance devront être entre eux comme 1,05, 1,12, 1,60 suivant qu'elles seront à trois, deux ou un cylindre actionnant un égal nombre de manivelles, calées, dans le premier cas à 120° et dans le second à 90°. On voit déjà qu'il existe à ce point de vue une différence considérable en faveur de la machine à deux manivelles, par comparaison avec la machine monocylindre, mais que la machine à trois manivelles également espacées n'a que peu d'avantages sur celle-ci.

Les valeurs du coefficient a que nous avons données pour les machines marines sont généralement appliquées à des machines à deux ou trois manivelles bien que déjà supérieures à celles que l'on adopte souvent pour les machines fixes à manivelle unique ; le coefficient de sécurité, on le voit, est donc considérable.

Van Buren a indiqué, pour le calcul des arbres, la formule suivante :

$$d = \sqrt[3]{bD^2pL}$$

où le diamètre D du cylindre et la course L sont donnés en millimètres et la pression p en kilogrammes par centimètre carré. Pour les machines compound et à triple expansion, on considère le diamètre du petit cylindre. Il indique comme valeurs de b :

$b = 0{,}003$ machines monocylindres.
$b = 0{,}0042$ » compound.
$b = 0{,}006$ » à triple expansion.

D'autre part, il est évident que, la période d'introduction n'étant pas la

même dans les deux cas, pour chacun des cylindres considérés, le couple moteur maximum variera pour des machines de même puissance à trois manivelles par exemple, suivant qu'elles seront à cylindres égaux et à simple expansion, compound ou à triple expansion.

Il existe une autre formule assez commode permettant de calculer le diamètre de l'arbre en fonction de celui des cylindres dans les machines compound à deux manivelles :

$$d = \sqrt{\frac{D^2P + 1{,}05\, d'^2}{C}}\, R,$$

où d = diamètre de l'arbre en m/m,
D = » du cylindre à haute pression en m/m,
d' = » » à basse pression en m/m,
P = pression en kil. par cm²,
R = rayon de la manivelle en m/m,
C = constante dont la valeur est

C = 2,47 manivelles calées à 90°,
C = 2,28 » 100°,
C = 1,75 » 180°.

Le *Board of Trade* donne, pour le calcul des arbres de machines marines, la formule ci-dessous :

$$d = \sqrt[3]{\frac{D^2 p_1 S}{a(2 + R)}},$$

où D = diamètre du cylindre BP, en m/m,
p_1 = pression aux chaudières en kil. par cm²,
S = course du piston en m/m,
R = rapport de volume des cylindres,
a = constante = 140 pour 2 manivelles à 90°,
= 150 pour 3 » 120°.

Le *Bureau Veritas* recommande la formule suivante pour les machines compound :

$$d = ak\sqrt[3]{L(S'p + 1{,}05\, S')}$$

S = surface au petit piston en cm².
S' = » grand » »
L = rayon de la manivelle en cm.
p = pression effective à la chaudière en kg.
K = 0,196 manivelle à 90°.
= 0,209 » 120°.
= 0,213 » 135°.
a = 0,875 pour les arbres d'un diamètre inférieur à 0ᵐ,38.
= 0,750 » » supérieur à 0ᵐ,38.

Les constructeurs américains admettent souvent, pour les machines Corliss, et surtout pour leurs types spéciaux de machines fixes à grande

vitesse tournant entre 120 et 150 tours, que le diamètre de l'arbre doit être égal à la moitié de celui du cylindre. Cette proportion paraît un peu exagérée, surtout s'il est possible de donner aux tourillons une grande longueur.

En Europe, on admet généralement, pour les machines fixes à simple expansion, que le diamètre de l'arbre doit être approximativement égal aux 0,45 de celui du cylindre. Pour les machines fixes compound à deux manivelles, le diamètre de l'arbre est souvent compris entre les 0,50 et les 0,52 de celui du petit cylindre.

Il est des cas spéciaux où, dans les machines fixes, le diamètre de l'arbre ne doit pas être calculé d'après la puissance totale. Tel est le cas des machines jumelles, à deux manivelles, comportant un volant calé au milieu de l'arbre entre les deux manivelles. La résistance se trouvant appliquée au milieu de l'arbre, chaque portion latérale ne devra être calculée qu'en vue de résister au couple moteur exercé par l'action de la vapeur sur chacune des manivelles, c'est-à-dire d'après la moitié de la force totale de l'appareil. Cependant, comme l'arbre, au calage du volant, doit pouvoir résister au couple total, à moins que le moyeu du volant n'ait une grande longueur permettant de considérer la machine comme un groupe de deux appareils distincts, accolés, on devra lui donner une section calculée en vue de résister à un couple peu inférieur à celui qui correspondrait à la puissance totale développée par les deux cylindres (fig. 277). On raccorde souvent ce bossage central aux deux tourillons, calculés d'après la moitié de la puissance totale, par deux troncs de cône allongés.

Le diamètre des tourillons étant déterminé par les conditions de résistance de l'arbre, leur longueur, nous l'avons vu, doit être proportionnée de telle sorte que la surface frottante soit suffisante.

Toutefois, certaines catégories de machines étant toujours comparables et se trouvant proportionnées d'une manière analogue, on peut déduire, pour ces types connus, toutes choses égales d'ailleurs, la longueur du tourillon de son diamètre d'après une règle fixe sans craindre que la pression par unité de surface dépasse le chiffre au-dessous duquel il est prudent de se tenir.

Ainsi, dans les machines fixes, à vitesse moyenne, de construction récente, on admet généralement que la longueur e du tourillon soit égale à deux fois son diamètre d. C'est toutefois là un chiffre extrême que l'on retrouve surtout sur les machines américaines très largement proportionnées à cet égard. Cela correspond en effet à une pression maximum de 10 à 11 kil. par centimètre carré. Aussi, la plupart du temps, se contente-t-on de faire $l = 1,7$ à $1,8\,d$. On trouve même, sur des machines américaines tournant à des vitesses de 120 à 150 tours, à vilbrequin compris entre deux paliers, des

tourillons calculés pour une pression maximum de 8 kil. par centimètre carré bien que le diamètre de ces arbres n'excède pas $0^m,170$. Il est vrai que dans ces appareils, les volants sont en porte-à-faux et que l'on peut craindre une flexion de l'arbre amenant les tourillons à porter seulement dans les coins.

En ce qui concerne les machines marines, le diamètre des tourillons moteurs est calculé pour une pression maximum de 30 kil. pour les machines de moyenne puissance et de vitesse modérée. Pour les machines à grande vitesse, on n'excède pas des charges de 7 à 10 kil.

D'ailleurs cette charge par unité de surface dépend de la vitesse tangentielle de la portée, par conséquent de son diamètre et du nombre de tours. Les chiffres suivants sont consacrés par la pratique :

	Pression maximum par centimètre carré		
Diamètre du tourillon	0,15	0,30	0,60
Nombre de tours, N = 60 à 75 . . .	30 k.	25 k.	10 k.
— — N = 100 à 130. . .	20 k.	10 k.	»

Dans la Marine Française, on prend pour le coefficient d'usure, $u = \frac{F}{dl}$, une valeur comprise entre 20.000 et 30.000 suivant que l'allure est normale ou forcée [1].

En général, si on rapporte la longueur du tourillon à son diamètre, on a :

$$\frac{l}{d} = \begin{cases} 1,25 \text{ à } 1,50 \text{ cargo-boats et paquebots.} \\ 1,7 \text{ à } 2,1 \text{ torpilleurs et croiseurs.} \end{cases}$$

87. Manivelles. — On doit en considérer deux genres distincts : les *manivelles* proprement dites placées en porte-à-faux, les plus usitées pour les machines fixes, et les *manivelles coudées* ou *vilbrequins*, à peu près seules employées pour les machines marines.

Leurs éléments principaux peuvent se calculer directement ou même, en pratique, se déduire du diamètre de l'arbre, si ce dernier a été établi suivant les règles admises.

Manivelle en porte-à-faux. — On la calcule comme une poutre encastrée à une extrémité et chargée à l'autre.

Elle est soumise à un moment fléchissant exercé dans le plan de rotation et en outre à un couple qui tend à la déverser dans le sens perpendiculaire à l'axe de la bielle, soit dans le plan de l'arbre, vers le dehors. On peut

[1] Voir l'important Mémoire de M. Widmann dans le *Mémorial du Génie Maritime.*

toutefois négliger cet effort relativement faible auquel la manivelle sera toujours en état de résister dans les conditions les plus satisfaisantes de sécurité, si elle est convenablement calculée en vue de l'effort tangentiel.

On peut établir *à priori* les dimensions du bras de la manivelle en fonction de la course et du diamètre du cylindre quand on connaît la pression de régime. La manivelle doit être proportionnée en vue de résister à l'effort maximum auquel elle sera soumise, c'est-à-dire dans la supposition que la pression maximum de la vapeur s'exerce encore sur le piston quand la manivelle forme un angle de 90° avec la bielle.

Si D représente le diamètre du cylindre, p la pression de la vapeur et R le rayon de la manivelle ou demi-course du piston, la pression sur ce dernier sera

$$P = 1/4\,\pi D^2 p\,;$$

rapportée sur le bouton, cette force sera égale à

$$P' = \frac{1}{4}\,\pi \text{ séc } \theta D^2 p\,;$$

où θ représente l'angle fait par la bielle avec l'axe du cylindre.

Le moment de torsion sur l'arbre sera donc

$$T = P'R = 1/4\pi\, D^2 p R \text{ sec } \theta.$$

Soit maintenant k le coefficient de sécurité, b, l et d, respectivement l'épaisseur, la largeur et la distance à l'axe de l'arbre ou portion de rayon de la manivelle dont on cherche la section

$$b = \frac{\frac{1}{4}\,\pi k D^2 p R \text{ séc } \theta l}{ad^2},$$

équation qui ne renferme qu'une inconnue puisque d est donné et que l'on peut se donner *à priori* le rapport $\frac{l}{b}$.

En pratique, pour les manivelles en fer ou en acier forgé, on donne au moyeu de la manivelle, calé sur l'arbre, un diamètre égal aux 1,75 et 1,80 du diamètre de l'emmanchement. Le diamètre du bouton sera égal à 2 ou à 2,25 fois le diamètre du bouton à l'emmanchement. L'épaisseur de ces deux bossages sera, pour le premier, 1 à 1,5 fois le diamètre de l'emmanchement et pour le second 1,25 à 1,50 fois celui du bouton. Le corps de la manivelle devra avoir, aux points où il se raccorde avec les bossages, congés non compris, une largeur égale aux 0,70 à 0,75 du diamètre du bossage, son épaisseur sera égale aux 0,50 à 0,60 de celle du bossage le plus voisin.

Les manivelles en fonte doivent être plus largement proportionnées, les bossages ayant un diamètre extérieur égal à 2 fois celui de l'arbre pour le moyeu et 2,00 à 2,2 fois le diamètre du bouton pour l'autre extrémité.

Ce genre de manivelle s'emploie sous une autre forme dont on trouvera

un exemple (fig. 306-307), nous voulons parler du *plateau-manivelle* dans lequel le bras est remplacé par un disque circulaire concentrique à l'arbre, qui pourra être beaucoup plus mince, son moment d'inertie étant plus grand à épaisseur égale. C'est en somme le rapport $\frac{l}{b}$ qui varie. Les bossages sont établis comme plus haut, on peut toutefois, surtout pour le moyeu, leur donner un diamètre moindre, renforcés qu'ils sont par la toile de la manivelle.

Ces plateaux se construisent souvent en fonte. On doit y faire le diamètre du bossage dans lequel est calé le manchon de diamètre d, égal à 1,7 d. D étant le diamètre de l'arbre, celui du moyeu sera 2D. L'épaisseur du plateau sera égale à D sur le bord, mais au milieu elle pourra n'être que de $\frac{1}{3}$D. Le bossage et le moyeu seront reliés par une nervure de largeur D et de puissance égale à $\frac{3}{4}$ D.

Arbres coudés et vilbrequins. — Les proportions des différents éléments des vilbrequins se déduisent du diamètre de l'arbre.

On doit considérer deux cas, suivant que l'arbre est forgé avec le coude ou qu'il est formé de pièces assemblées à chaud ; dans ce dernier cas, les arbres sont dits « built-up ».

Dans le premier cas, soit a la largeur du bras de manivelle, b son épaisseur, et D le diamètre de l'arbre, on aura dans le premier cas :

$$a = 0{,}65\,\mathrm{D} \qquad \frac{a}{b} = 0{,}54$$
$$b = 1{,}25\,\mathrm{D}$$

ou bien
$$a^2 + b = 0{,}013 \times \frac{\mathrm{F^{ce}\ en\ Chx}}{\mathrm{N.\ de\ t.\ p^r\ m.}}$$

Dans le second cas, on doit considérer les vilbrequins comme les manivelles ordinaires, seulement l'assemblage étant fait à chaud et entraînant quelquefois une soudure du bras sur l'arbre, on peut ménager moins de matière aux bossages. S'il n'y a pas de soudure le diamètre du bossage de la manivelle ou la largeur des bras, quand ceux-ci ne sont pas renflés aux têtes, devra être des 1,80 aux 1,90 du diamètre D du tourillon sur lequel ils s'ajustent, leur épaisseur sera les 0,75 D.

Avec ce dispositif, l'arbre, dans la partie qui s'encastre à l'intérieur des bras, est souvent renflé (fig. 286) à un diamètre $D' = 1{,}12\,D$.

88. — Pour les Tourillons de Manivelle, il y a lieu de considérer deux cas suivant que la manivelle est en porte-à-faux ou que l'arbre est coudé.

Dans le premier cas, nous l'avons vu, le tourillon est calculé spécialement en vue de sa résistance propre aux efforts et à l'usure auxquels il est soumis, dans le second cas, son diamètre est donné par celui de l'arbre et la longueur est la seule inconnue à déterminer.

Les tourillons ou boutons de manivelle en porte-à-faux sont les seuls qu'il soit utile de calculer à la flexion. Dans les arbres coudés ou vilbrequins, le diamètre du tourillon de manivelle, généralement égal à celui des soies de l'arbre ($D = D'$ à $1,1\ D'$) est plus que suffisant pour résister, dans les meilleures conditions de sécurité, à l'effort de flexion exercé par la bielle ($R = 1$ à 3 kil. au maximum).

Soient, pour un bouton en porte-à-faux :

d' = diamètre en m/m,
l = longueur en m/m,
R = charge admissible du métal en kil. par m/m carré,
P = effort transmis par la bielle, en kil.

Le bouton est encastré du côté de la manivelle. On suppose que P est uniformément réparti sur la surface du bouton

$$d = \sqrt{\frac{16P}{R\pi}\,\frac{l}{d}}.$$

Généralement, on prend $R = 4$ à 5 kil. et $\frac{l}{d} = 1,25$ à $1,50$.

Dans le cas assez commun où $R = 4,5$ et où $\frac{l}{d} = 1,25$, il vient

$$d = 1,25\sqrt{P}.$$

On peut aussi calculer le bouton en supposant que P est entièrement appliqué en son milieu soit à une distance $\frac{l}{2}$ de l'encastrement. Le moment fléchissant étant alors $P\ \frac{l}{2}$.

On devra vérifier que les dimensions ainsi obtenues donnent une surface de frottement suffisante.

Dans les machines américaines à manivelles en porte-à-faux, on donne généralement aux boutons un diamètre égal au 1/4 de celui du cylindre.

En Europe, et en France plus particulièrement, les constructeurs admettent en règle générale, que le diamètre d du bouton varie entre 0,50 et 0,55 D, D représentant ici le diamètre des tourillons de l'arbre.

Dans la majorité des cas, pour les machines à manivelle en porte-à-faux, la longueur l du bouton est égale à $1,25\ d$.

Considérés au point de vue du frottement et de l'usure, les tourillons de manivelle doivent présenter une longueur telle que la pression maximum exercée par centimètre carré de la surface projetée du tourillon ($l \times d$), ne soit pas supérieure à 35 ou 45 kilogrammes pour les machines fixes des types ordinaires ne tournant pas à plus de 100 tours par minute.

Dans les appareils à grande vitesse tels que les machines de torpilleurs. la pression par centimètre carré ne doit pas dépasser de 20 à 30 kil.

Dans les machines à aubes au contraire, qui tournent à de faibles vitesses, soit de 18 à 40 tours, on peut admettre une pression de 55 à 60 kil. par centimètre carré.

Si on rapporte la longueur du tourillon à son diamètre, on arrive généralement à trouver que, dans les machines marines à vilbrequin,

$$\frac{l}{d} = \begin{cases} 1{,}25 \text{ pour les machines de cargo-boats.} \\ 1{,}30 \text{ à } 1{,}80 \text{ pour les appareils à grande vitesse.} \end{cases}$$

D'autre part, Unwin a donné, pour le bouton de la manivelle la formule connue :

$$l = a\frac{F}{R}$$

où l = longueur du tourillon,

F = puissance en chevaux, indiquée,

R = rayon de la manivelle en centimètres,

$$a = \begin{cases} 0{,}18 \text{ à } 0{,}25 \text{ pour le fer.} \\ 0{,}30 \text{ à } 0{,}35 \text{ pour l'acier.} \end{cases}$$

La valeur moyenne de a, quand on n'emploie pas l'arrosage, est généralement comprise entre 0,20 et 0,23.

En somme, les boutons de manivelle, déterminés à la fois en fonction de la résistance et du frottement devront avoir sensiblement les diamètres suivants pour les machines fixes *à manivelles en porte-à-faux* [1] :

VALEURS DE d EN MILLIMÈTRES

Charge en kilogr. sur le tourillon	Rapports $\frac{l}{d}$ (longueur au diamètre) en nombres ronds				
	1,00	1,25	1,50	1,75	2
500	21	24	26	28	30
700	26	29	32	35	37
1.000	32	35	38	42	46
1.500	38	43	48	51	53
2.000	45	50	55	60	64
4.500	67	75	82	89	95
7.000	84	94	102	111	118
9.000	95	106	117	126	135
13.500	116	130	142	154	165
20.000	143	160	175	189	202

[1] C'est-à-dire les tourillons de manivelles calculés seulement en vue des efforts propres qu'ils ont à supporter et non ceux des vilbrequins dont le diamètre est au minimum égal à celui de l'arbre.

En résumé, on peut adopter en moyenne les proportions suivantes pour les différentes parties des manivelles :

Manivelles en porte-à-faux.

Diamètre des tourillons de l'arbre = D.

	Fer ou acier	Fonte
Diamètre du bouton, *d*.	0,52 D . . .	0,52 D
id. du petit bossage.	2,10 *d* . . .	2,20 *d*
id. du grand id.	1,80 *d* . . .	2,00 *d*
Longueur utile du bouton	1,25 *d* . . .	1,25 *d*
Hauteur du petit bossage	1,40 *d* . . .	1,50 *d*
id. grand id.	0,90 D . . .	D
Largeur des bras à l'insertion sur les bossage. au moyeu. .	1,30 D . . .	1,60 D
Largeur des bras à l'insertion sur les bossage. au maneton .	1,50 *d* . . .	1,90 *d*
Largeur de la clavette de l'arbre	0,20 à 0,25 D	0,20 à 0,25 D
Hauteur de la clavette	0,12 D . . .	0,15 D

Vilbrequins.

Diamètre des tourillons de l'arbre = D.

	De Forge	Built-up
Diamètre des tourillons du vilbrequin . . .	D à 1,1 D . .	D à 1,1 D
Largeur des bras.	1,25 D . . .	1,85 D
Epaisseur des bras	0,65 D . . .	0,75 D
Longueur des tourillons des vilbrequins vitesse moyenne . .	1,25 à 1,40 D	
Longueur des tourillons des vilbrequins grande vitesse . . .	1,40 à 2,00 D	

89. — Plateaux de jonction. — Dans certaines machines fixes et dans toutes les machines marines, les portions d'arbres sont réunies par des plateaux ou tourteaux.

Leur diamètre doit être assez grand pour que l'on puisse loger facilement les têtes des boulons de jonction, résultat que l'on obtient en donnant aux plateaux un diamètre égal à 1,8 D ou 2 D (D diamètre de l'arbre). Leur épaisseur ne peut être inférieure à 0,3 D.

Le nombre de boulons se détermine par la formule

$$Ld^2n = 0{,}00038 \frac{F}{N} \qquad (1)$$

où L = distance de l'axe de ces boulons au centre de l'arbre,

d = diamètre des boulons,

n = nombre des boulons.

On peut d'ailleurs avoir recours à la règle empirique suivante :

Nombre de boulons du plateau.	Diamètre des boulons en fonction du diamètre D de l'arbre.
3	0,32 D
4	0,28 D
5	0,25 D
6	0,22 D
7	0,21 D
8	0,20 D
9	0,18 D
10	0,17 D

Du reste, le nombre n des boulons doit dépendre du diamètre absolu de l'arbre, sans être jamais inférieur à 3. On compte généralement, pour les machines marines, un boulon par $0^m,050$ de diamètre. Ainsi le nombre des boulons serait :

pour un arbre de	$0^m,100$,	$n = 3$
id.	0 ,150,	$n = 3$ à 4
id.	0 ,200,	$n = 4$ à 5
id.	0 ,300,	$n = 6$
id.	0 ,400,	$n = 8$

Plus le nombre de boulons est considérable, toutes choses égales d'ailleurs, et plus leur diamètre et celui des plateaux par conséquent seront faibles.

90. — Les Arbres des appareils à vapeur se font invariablement en fer ou en acier forgés, seuls métaux qui présentent la ténacité nécessaire pour cet usage.

On sait que les pièces de forge en fer sont confectionnées à l'aide de paquets soudés et martelés. La soudure ne peut être parfaite en tous les points et il reste généralement, dans le corps du métal, des pailles et des cendrures constituées souvent par une mince couche d'oxyde interposée entre les deux surfaces, que le tournage ou le rabotage mettent à nu. Ces cendrures empêchent un polissage parfait des tourillons sur lesquels elles constituent autant de petites inégalités de surface et de rugosités qui ont tendance, quand elles ont une certaine importance, à user rapidement les coussinets en certains points et quelquefois à amener des grippages. L'acier, beaucoup plus homogène, ne présente pas ce genre de défaut, il permet d'obtenir des surfaces parfaitement lisses et d'un poli irréprochable. Malheureusement, pour des raisons de sécurité, on fait généralement usage d'acier doux donnant par exemple une résistance de 45 kil. et un allongement de 25 0/0. Or ce métal a la propriété, dans certaines conditions de fonctionnement encore mal définies, de s'effriter à sa surface et de perdre souvent et après peu de temps de service, surtout si les coussinets sont en bronze un peu dur, le poli que

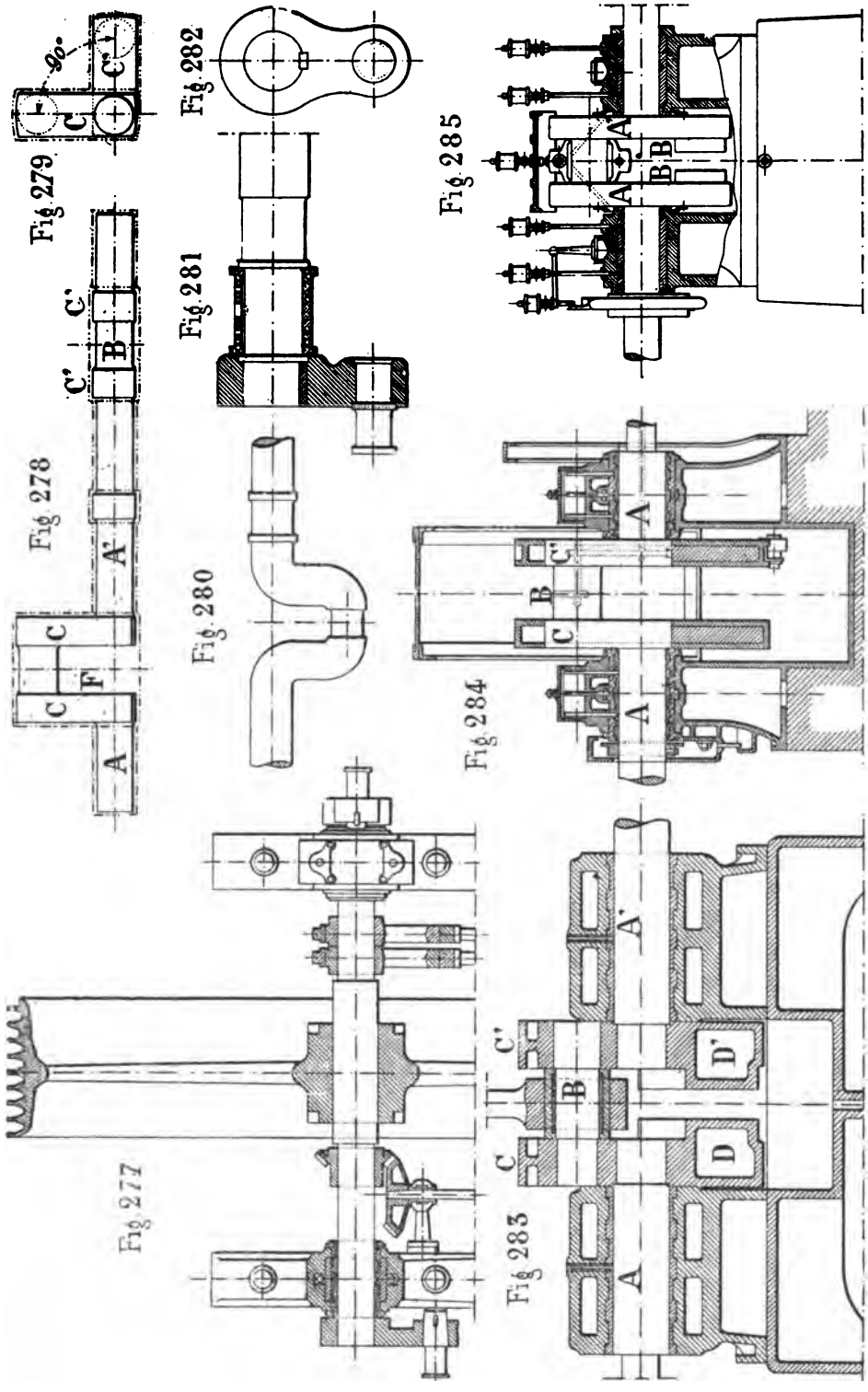


Fig. 277 à 285. — Arbres et manivelles.

l'outil avait donné. L'acier dur est exempt de cet inconvénient et convient mieux par conséquent pour les frottements, mais on ne saurait encore avoir en lui autant de confiance qu'en l'acier doux.

On peut améliorer la surface des arbres en acier doux en les cémentant, mais cette pratique oblige à chauffer les pièces au rouge sombre et à les tremper, ce qui les déforme ; en outre elle est inapplicable aux pièces de grande longueur ou de volume considérable et de forme compliquée.

On peut, par le même procédé, durcir la surface des arbres en fer forgé, mais il faut alors les fractionner en un grand nombre de petites pièces présentant un volume qui permette l'application de cette méthode. Nous verrons comment certains constructeurs ont résolu le problème pour les arbres de machines à grande vitesse.

Les *Arbres droits*, employés pour les machines à manivelles rapportées, ne présentent rien de particulier ni dans leur étude ni dans leur construction. Ils constituent simplement des pièces finies au tour présentant des collets destinés à limiter les tourillons et des portées pour le calage des volants, des manivelles et des excentriques (fig. 277). Les tourillons doivent être parfaitement cylindriques et aussi bien polis que possible ; s'ils sont cémentés et trempés on devra les rectifier à la meule à émeri.

Les *Arbres coudés* présentent au contraire une grande variété de formes, les constructeurs cherchant à les approprier le mieux possible aux différents services qu'ils ont à remplir, à diminuer leur prix de revient ou à accroître leur solidité.

Ces arbres peuvent présenter un ou plusieurs vilbrequins. Dans le premier cas, ils sont généralement exécutés d'une seule pièce de forge. Quand ils comportent deux manivelles ils sont d'une seule pièce dans les petites machines (fig 278) et en deux pièces dans les grosses machines et dans tous les appareils de navigation. Il en est de même pour les arbres à trois ou quatre manivelles, ces derniers très rares.

Nous en examinerons successivement les divers types en commençant par les plus simples.

Dans les vilbrequins venus de forge, à manivelle unique, celle-ci peut être obtenue de deux façons différentes : par ployage à chaud ou par mortaisage.

Le premier système n'est applicable qu'aux arbres d'un diamètre inférieur à $0^m,150$ environ, on y a généralement recours pour les arbres des machines semi-fixes, des locomobiles et de tous les appareils qui doivent être rustiques et peu dispendieux. Ce procédé est en effet le plus économique de tous. C'est aussi celui qui donne la plus grande sécurité ; les fibres du métal

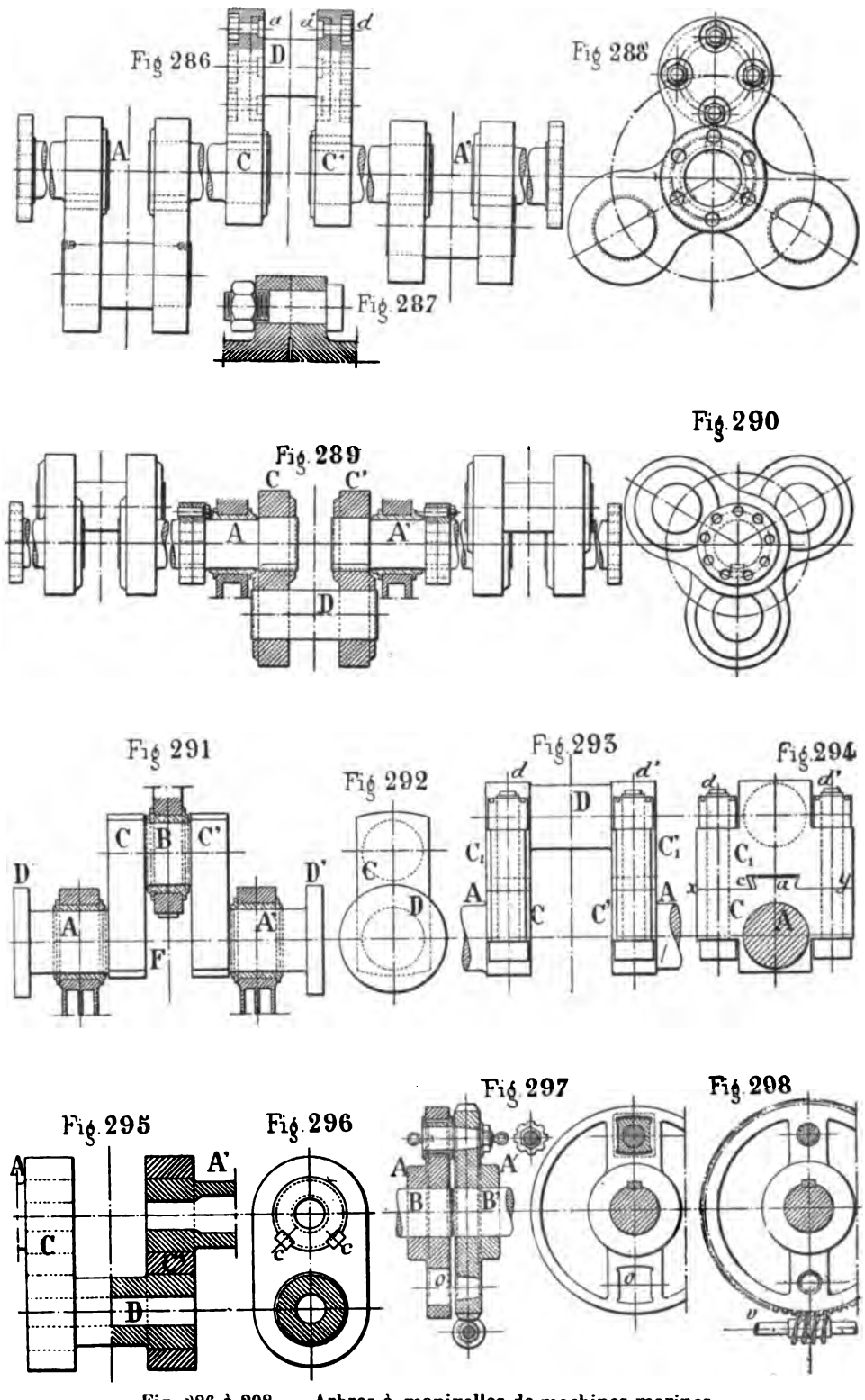


Fig. 286 à 298. — Arbres à manivelles de machines marines.

étant en tous les points parallèles à la surface extérieure l'arbre est mieux disposé au point de vue de la résistance que s'il est confectionné par mortaisage, parce qu'alors les fibres, dans la partie qui constitue les bras, sont en travers. Cette considération a d'ailleurs beaucoup moins d'importance pour l'acier que pour le fer.

Les arbres de ce genre (fig. 280) sont exécutés par pliage à chaud de la barre cylindrique destinée à former l'arbre. Cette opération doit s'exécuter en aussi peu de chaudes que possible à l'aide de machines spéciales et de presses hydrauliques si le diamètre de la pièce est considérable ; on donne la forme définitive au vilbrequin en suivant un gabarit. On peut aussi prendre pour leur fabrication une barre de section rectangulaire ou hexagonale, mais il y a beaucoup de matière à enlever au tournage. Les bras, qui ne peuvent être tournés, restent souvent bruts de forge.

On peut considérer deux types d'arbres de ce genre suivant que les bras sont pliés à angle droit sur l'arbre comme figure 280 ou qu'ils présentent simplement une obliquité plus ou moins considérable. Le premier système doit s'appliquer quand les deux paliers sont très rapprochés, le second, qui entraîne une moindre fatigue du métal, convient lorsque les paliers sont écartés.

Ce système ne saurait guère s'appliquer aux arbres à deux vilbrequins car on ne serait pas assez maître de l'angle exact de calage et on ne pourrait souvent rapprocher assez les deux manivelles. Cependant, on l'a quelquefois appliqué à la confection des arbres de petites demi-fixes.

Le second système est usité pour la construction des arbres de toutes les machines fixes à vilbrequin, en dehors des exceptions que nous avons signalées, des machines marines et des locomotives à cylindres intérieurs.

Les figures 278-279 représentent, en élévation et vue latérale, un arbre à vilbrequin à deux manivelles. Il se compose de tourillons, A, A′, de bras C et C′, et de tourillons de manivelle, B, B′. Les bras sont de section rectangulaire et peuvent affecter deux formes représentées figures 296 et 279. Dans la première, les deux extrémités du bras circulaires et concentriques aux tourillons, sont obtenues par rabotage puisqu'on ne peut tourner cette partie à cause de la trop grande longueur du bras. Dans la seconde, beaucoup plus usitée, les bras se terminent par des surfaces cylindriques, coupant à angle vif les côtés des bras, et concentriques au tourillon opposé. Ainsi la surface, terminant le bras du côté du tourillon de la manivelle, a pour centre le centre de l'arbre et inversement. On voit de suite que cette disposition permet de finir ces arbres sur le tour, chacune des têtes du bras étant tournée en même temps que le tourillon opposé. Le tour étant réputé le plus économique des outils, cette disposition est la plus avantageuse au point de vue du prix de revient.

L'arbre, brut de forge, présente la forme limitée par les traits en éléments sur la figure. Pour le terminer, on enlève, à la mortaiseuse, la partie F formant le vide entre les deux bras du vilbrequin, on rabote les faces longitudinales des bras et on termine sur le tour les faces transversales de ces derniers et les tourillons. On met d'abord l'arbre sur pointes correspondant à son axe longitudinal ; quand les tourillons sont tournés, on change le vilbrequin de place et, à l'aide de faux bras rapportés dans les bouts, on met sur pointes correspondant à l'axe du tourillon de manivelle et on tourne ce dernier. Ce double montage de l'arbre sur le tour doit être fait avec le plus grand soin pour que les deux axes de l'arbre et du tourillon soient strictement parallèles et que le rayon de la manivelle ait exactement la longueur voulue.

Pour éviter cette double opération assez dispendieuse, et en tous cas délicate, certains ateliers importants emploient des machines à tourillonner. Dans ces appareils, c'est l'outil qui tourne, le tourillon restant immobile. Le centrage est plus facile qu'en suivant la méthode précédente et s'opère beaucoup plus rapidement.

On forge de la même manière des arbres à deux ou trois manivelles en disposant celles-ci aux angles de calage voulus, aussi approximativement que le permet le travail peu précis de la forge. Il est laissé assez de matière sur l'arbre brut de forge pour que, lors de l'ajustage et du tournage on puisse rectifier les erreurs commises. D'ailleurs, comme dans le cas précédent, l'arbre, avant de passer à la machine-outil, est recouvert d'une couche de blanc de céruse sur laquelle on vient tracer au trusquin, sur le marbre, les contours intérieurs et extérieurs des bras, des collets et des plateaux et les centres de tous les tourillons.

Ce tracé sur le marbre a l'exactitude d'une épure et sert de guide à l'ouvrier en même temps que des calibres pour les opérations successives de rabotage et de tournage.

Le forgeage, l'usinage et le montage à bord des arbres moteurs à deux et trois manivelles des grosses machines marines, présenteraient des difficultés presqu'insurmontables qui en augmenteraient singulièrement le prix. En outre, une rupture en un point entraînerait le remplacement total de l'arbre, et on ne saurait emporter un arbre de rechange complet. Pour parer à ces inconvénients, au lieu de confectionner l'arbre en une seule pièce on le compose de fractions d'arbre jointives, réunies par des plateaux boulonnés, et comportant chacun une manivelle. La figure 291 représente une de ces fractions d'arbres, placée dans ses paliers, et se composant de deux fûts ou tourillons, A et A′, de deux bras, C et C′, d'un tourillon de manivelle B et de deux plateaux de jonction, D et D′, placés dans les bouts. Les arbres des machines compound se composent de deux portions semblables, ceux des

appareils à triple expansion en comportent trois. Les arbres sont assemblés de telle sorte que les manivelles fassent entre elles un angle de 90° dans le premier cas et de 120° dans le second. Bien que l'effort de torsion ne soit pas le même dans toutes les parties de l'arbre, pour des raisons de symétrie et d'économie, on donne exactement les mêmes dimensions à toutes les fractions d'arbre, le diamètre et la longueur des tourillons, l'épaisseur des bras sont identiques. Ces fractions d'arbre sont ainsi interchangeables et il suffit d'emporter, comme rechange, non plus un arbre complet, mais une seule de ses portions qui servira, en cas de rupture à la mer, à remplacer la partie défectueuse, quel que soit le point qui ait souffert.

On ne fait guère l'arbre en une seule pièce que pour les appareils de faible puissance ou pour les machines de certains navires de guerre à grande vitesse ; comme il n'y a plus de plateaux de jonction, on peut réduire un peu la longueur et le poids de la machine. Toutefois, quand l'arbre comporte plus de deux manivelles, sa fabrication devient très coûteuse et, en cas de rupture ou de défaut à un seul tourillon, il faut le remplacer en entier.

Quand le diamètre des arbres dépasse $0^m,350$ environ, on a tout avantage, pour la facilité de la construction, à pousser plus loin encore le fractionnement et à composer chacun des vilbrequins de plusieurs pièces assemblées à chaud ou même à froid à la presse hydraulique. L'arbre est alors dit *built up*. Ce fractionnement n'a plus d'intérêt pour les rechanges à bord, puisque les différents éléments qui composent le vilbrequin sont si intimement soudés ou reliés qu'il n'est plus possible de les séparer, du moins sans un outillage très puissant : il a uniquement pour but de diminuer le prix de la fabrication, de réduire le travail à la machine-outil et de permettre un contrôle à peu près absolu de la qualité du métal. On forge séparément les deux fûts ou tourillons AA′, les deux bras de manivelle CC′ et le tourillon de manivelle D (fig. 295). Les tourillons portent une surépaisseur constituant la portée qui doit s'emmancher dans les trous de même diamètre forés dans les manivelles. Une fois ces portées tournées au diamètre voulu, on les emmanche dans les bras de manivelles, soit en chauffant ceux-ci, soit à la presse. On complète l'assemblage par des clavettes *c*. Avec ce système, comme nous l'avons vu plus haut, les bras de manivelles doivent avoir une épaisseur, mais surtout une largeur, plus grandes que pour les vilbrequins venus de forge. Ce sont, en effet, de véritables manivelles et il doit rester autour des trous d'emmanchement assez de matière pour permettre la mise en œuvre de l'arbre et le calage des bras. L'ajustage et le montage d'un pareil arbre doit être effectué avec le plus grand soin pour assurer le parallélisme rigoureux des tourillons. On le repasse, d'ailleurs, au tour, après le calage des bras.

On trouvera, figures 289-290, le dessin d'un arbre *built up*, destiné à la machine d'un paquebot à trois manivelles. Chaque fraction d'arbre se compose, comme plus haut, de deux tourillons AA′, de deux bras CC′ et d'une soie de manivelle D, assemblés à chaud. Les manivelles sont en outre calées sur l'arbre avec des clavettes. Cet arbre diffère surtout du précédent en ce que l'on a augmenté la longueur des tourillons de l'arbre sans réduire celle de la soie de manivelle. Les bras sont à tête ronde et portent chacun, du côté extérieur, un bossage circulaire allongeant la longueur de l'emmanchement du bouton de manivelle, et, du côté intérieur, un autre bossage semblable, allongeant l'emmanchement du tourillon de l'arbre.

Dans les machines à trois manivelles, on éprouve parfois quelque difficulté à loger les plateaux de jonction réunissant le vilbrequin intermédiaire aux deux autres. Ils obligent, en tout cas, à allonger la machine et à augmenter le nombre des paliers. Plusieurs constructeurs anglais ont cherché à remédier à ces inconvénients en se servant des bras de la manivelle du milieu comme de plateaux de jonction. On trouvera, figures 286-288, la disposition brevetée, par M. Hall. Les deux fractions d'arbre, A et A′, sont confectionnées comme plus haut, mais leurs extrémités qui se font face, au lieu de porter des plateaux de jonction, sont assemblées dans les deux bras de la manivelle intermédiaire C et C′. Le tourillon de ce vilbrequin se termine par deux plateaux tournés *aa′*, qui se logent dans deux cavités de mêmes dimensions, pratiquées sur la face intérieure de chacun des bras de la manivelle. Ils y sont fixés de chaque côté par quatre boulons *d*. Un tel arbre, une fois démonté, se compose donc de trois pièces : deux fractions de vilbrequins, A et A′, et un tourillon de manivelle à plateaux, D.

On trouvera, figures 293-294, un autre dispositif du même genre, mais moins élégant et beaucoup plus lourd. Chaque tourillon ou portion d'arbre, telle que A, est venue de forge avec la moitié C du bras de manivelle correspondant. De même le tourillon de la manivelle D est venu de forge avec les autres moitiés C_1 et C'_1 des bras du vilbrequin. Ces deux fractions de chaque bras sont ajustées l'une sur l'autre suivant le joint raboté *xy ;* l'une d'elles porte un talon *a*, en queue d'aronde, qui pénètre dans une cavité de même forme pratiquée dans l'autre bras. Un coin fortement serré en *c* complète l'assemblage de ce côté. Les deux portions de bras sont réunies par deux forts boulons *d*, tournés et emmanchés dans leurs trous à frottement dur, et qui sont logés dans des saillies latérales des manivelles. Un arbre semblable pour une machine à trois manivelles se démonte en sept pièces, à savoir : quatre tourillons d'arbre avec portions de bras et trois tourillons de manivelle avec portions de bras. Grâce à un fractionnement poussé aussi loin, chacune des pièces présente un faible volume et un poids peu considérable. A ce point de vue, ce dernier dispositif offre

des avantages sur le système de M. Hall. Les portions comprenant les tourillons de l'arbre et les boutons de manivelle sont respectivement interchangeables. Il suffit donc d'avoir en approvisionnement une fraction d'arbre de chaque espèce.

Il est aujourd'hui d'usage, dans les gros appareils de navigation, mais surtout pour les machines à grande vitesse des navires de guerre, de forer les arbres en leur centre suivant un diamètre égal environ à la moitié du diamètre de l'arbre (fig. 295-296). On les affaiblit ainsi fort peu, tandis qu'on diminue leur poids d'un quart. En outre, ce forage permet de contrôler la qualité du métal au centre même des arbres et révèle souvent des défauts qui resteraient autrement cachés.

Les différentes fractions d'arbres des machines marines sont toujours reliées entre elles par des plateaux de jonction. Ceux-ci (fig. 291), se composent chacun d'un disque D ou D' venu de forge avec l'extrémité de l'arbre et tournés sur toutes leurs faces. Ils doivent être raccordés à la partie cylindrique par des congés de grand diamètre. Nous avons vu plus haut comment on déterminait les dimensions de ces plateaux, il ne nous reste qu'à donner quelques détails sur leur mode de construction.

Ces tourteaux sont réunis deux à deux par des boulons. Pour diminuer la fatigue de ces derniers, on passe, entre les deux plateaux jointifs, une clavette entaillée par moitié dans chacun d'eux et disposée suivant un diamètre. Afin de se dispenser d'un frein empêchant la clavette de se desserrer, on doit toujours la disposer de telle façon qu'elle chevauche légèrement sur deux ou au moins un des boulons du joint. La clavette, évidée pour le passage de ces boulons, est mise en place avant le rapprochement des deux bouts d'arbre. On place ensuite les boulons et, une fois ceux-ci serrés, la clavette ne peut plus être retirée si on ne les démonte pas. Ces boulons doivent être tournés et, afin qu'ils ne présentent aucun jeu, ils n'entrent qu'au marteau, à frottement dur, dans les trous des plateaux. Ceux-ci doivent se correspondre parfaitement. Pour assurer l'exacte correspondance des trous de boulons dans les deux plateaux, il faut achever simultanément leur alésage après un assemblage provisoire, à l'atelier, des deux fractions d'arbre.

Dans les navires en bois, sujets à des flexions ou même à des déformations très sensibles, pour éviter le désaxement de la ligne d'arbres, il était d'usage d'établir la liaison entre les deux extrémités de l'arbre de transmission et les arbres moteur et porte-hélice, au moyen de joints à la cardan très volumineux et très lourds. Dans les navires en fer et en acier, on a renoncé à cette pratique.

Dans certains bâtiments de guerre, il est désirable d'établir, entre deux

portions de la ligne d'arbre, une liaison qu'il soit facile de débrayer à la mer. Dans les anciens navires mixtes où cette manœuvre pouvait se répéter fréquemment, on employait de véritables embrayages à mandrin glissant. Aujourd'hui on préfère, dans les rares bâtiments munis d'un semblable dispositif, adopter un système analogue à celui qui est représenté figures 297-298. B est l'arbre d'hélice, B' l'arbre moteur ; ils portent respectivement deux plateaux A et A'. Le premier est claveté à demeure sur l'arbre B, le second peut coulisser, sous l'action d'un levier, d'une quantité suffisante pour débrayer les broches d'entraînement qui pénètrent à l'intérieur des coulisseaux placés à l'intérieur des orifices rectangulaires *o* du plateau A. Le manchon A' porte, à sa circonférence, une denture qui peut engrener avec la vis sans fin *v* mue par le vireur. Grâce à ce dispositif, on peut faire tourner l'arbre B' de la quantité voulue pour que les broches se présentent en face des trous des coulisseaux *b*.

Dans d'autres dispositifs, le plateau A' est fixe et les broches *a*, seules mobiles, le traversent.

91. — Manivelles. — Les manivelles rapportées ne se font plus que rarement en fonte si ce n'est en Amérique où ce métal, d'ailleurs de qualité spéciale, est plus usité qu'en Europe ; on préfère aujourd'hui le fer et surtout l'acier forgé. Les figures 381-382 représentent les types les plus employés dont nous avons plus haut spécifié les proportions générales. La figure 305 est relative à une manivelle en fonte, la figure 281 à une manivelle en fer forgé.

Les boutons de manivelles, jusqu'il y a quelques années, étaient généralement assemblés sur les manivelles à l'aide d'une partie conique ou d'un collet et d'un écrou vissé sur le prolongement fileté de ce bouton. Aujourd'hui, on préfère river le bouton sur la manivelle, l'assembler à chaud ou le forcer à froid à la presse, ce qui est moins coûteux et plus solide que l'emmanchement par écrou.

De même on emmanche aussi souvent les manivelles sur les arbres à la presse et à froid ; les clavettes ne sont alors plus qu'une mesure de sécurité.

A cet effet, le trou de la manivelle et la portée de l'arbre sont, le premier alésé, le second tourné avec la plus grande précision, sur calibres, souvent rectifiés à la meule. On donne à l'arbre un diamètre supérieur à celui du trou, dans lequel il doit être emmanché à la presse, de $0^{mm},02$ pour les gros arbres à $0^{mm},01$ pour les petits. Il faut, on le voit, une grande précision que tous les ateliers ne sont pas en état d'obtenir.

Les *plateaux-manivelles* en fonte ou en acier moulé permettent d'établir simplement un contrepoids placé à l'opposé du bouton et venu de fonte. On ne les emploie pourtant plus beaucoup parce que les contrepoids sont surtout

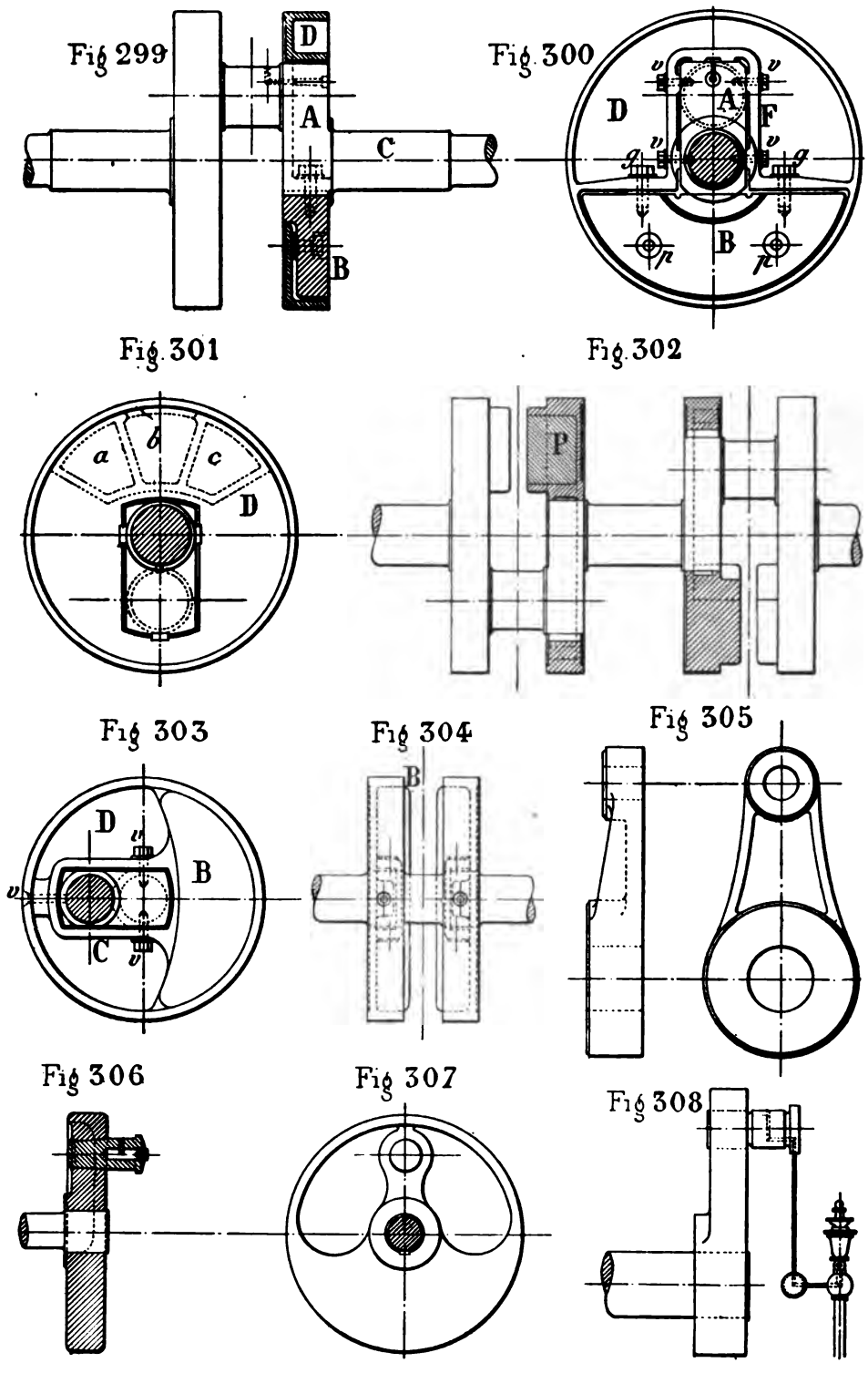


Fig. 297 à 308. — Manivelles et plateaux-manivelles.

nécessaires dans les machines à grande vitesse pour lesquelles des plateaux fondus ne présentent pas assez de garantie. On leur préfère les vilbrequins ordinaires, venus de forge, sur lesquels on rapporte les contrepoids.

Si toutefois on se contente d'un contrepoids ayant pour but d'équilibrer simplement une partie des pièces animées du mouvement de rotation, il suffit, comme figure 285, de prolonger les manivelles du côté opposé au bouton. Si on tient à équilibrer toutes les pièces rotatives, c'est-à-dire, en outre des manivelles, le bouton de manivelle, la tête de bielle, etc., on élargit transversalement les contremanivelles en forme de secteur et on leur ajoute de forge en B deux masses faisant saillie et ne laissant entre elles que l'espace nécessaire pour le passage du corps de bielle. Un tel vilbrequin présente la plus grande solidité s'il est parfaitement sain, mais il est d'une exécution assez difficile et le contrepoids, composé du même métal que la manivelle et dont la densité est de 7,8 environ, est assez volumineux. Avec les dimensions même qu'on peut lui donner, il est possible d'équilibrer une partie du poids des organes alternatifs, le tiers ou même la moitié comme font les constructeurs américains. Les contremanivelles sont en saillie et, si elles ne sont pas placées dans une boîte ou derrière un garde-corps, elles peuvent, dans leur rotation rapide, blesser un personnel inattentif.

Aussi, pour les machines à grande vitesse auxquelles l'éclairage électrique a récemment donné tant d'extension, donne-t-on la préférence à des contrepoids rapportés, contenant des masses en plomb et de forme circulaire nullement excentrés sur l'arbre. Nous en donnons plusieurs exemples.

Reportons-nous aux figures 299-300 ; la manivelle est composée d'un vilbrequin ordinaire, entièrement venu de forge. Sur chacun des bras de manivelle s'ajuste, par l'intermédiaire d'un cadre F, un plateau en acier moulé D évidé, fixé en outre par les vis *v*. Il est entièrement ouvert dans sa circonférence intérieure qui reçoit un contrepoids en fonte tenu par les vis *g* et *p*. La disposition des figures 303-304 est à peu près semblable, seulement le contrepoids B est venu de fonte avec le cadre circulaire D tenu comme ci-dessus sur le vilbrequin par les vis *v*.

L'arbre à manivelles représenté figures 301-302 appartient à une machine à grande vitesse à deux manivelles calées à 100°. Les disques D sont rapportés comme plus haut et portent chacun, venues de fonte, trois cavités *a*, *b*, *c* dans lesquelles on vient couler du plomb. La figure 284 représente un dispositif analogue.

La disposition de la figure 283, due à un de nos meilleurs constructeurs français, est conçue suivant un tout autre esprit. Nous avons dit plus haut que les arbres en acier doux présentaient un médiocre frottement et donnaient souvent lieu à des grippages et des érosions de surface. Dans le vilbre-

quin considéré, les tourillons de l'arbre AA′ et le bouton de manivelle B sont en fer cémenté et trempé. Comme ils sont rapportés et de forme rectiligne, l'opération de la trempe ne les déforme pas. On peut d'ailleurs confectionner en acier les deux tourillons moteurs auxquels il est facile de donner une grande surface, réservant le fer cémenté pour le bouton de manivelle. Les trois tourillons A, A′ et B sont entrés à la presse ou à chaud dans les deux plateaux-manivelles C et C′, en acier coulé. Ceux-ci portent, du côté opposé au maneton, des poches D et D′ dans lesquelles on peut couler du plomb.

CHAPITRE X

PALIERS ET COUSSINETS

Rôle et forme des paliers. — Paliers pour machines horizontales et verticales. — Paliers à trois et quatre coussinets.
Construction et proportions des coussinets. — Matériaux employés. — Antifriction, son rôle et ses avantages ; mode d'emploi.

92. — Les Paliers Moteurs sont constitués par cette partie du bâti qui supporte et maintient l'arbre de la machine en dépit des efforts transmis par la bielle ou les courroies de transmission.

Ils sont munis de coussinets, alésés et polis intérieurement, dans lesquels s'ajustent les tourillons de l'arbre.

Le palier le plus simple et le plus solide en même temps que le moins dispendieux consisterait évidemment en un appendice du bâti percé d'un simple trou cylindrique, ayant un diamètre supérieur de un à deux dixièmes de millimètre à celui de l'arbre qu'il est destiné à recevoir et garni intérieurement, s'il était nécessaire, d'une bague en bronze ou en métal blanc. Malheureusement, cette disposition ne peut être adoptée que dans des cas exceptionnels car elle ne permettrait pas de rattraper le jeu produit par l'usure ni de placer l'arbre dans son palier à cause des collets ménagés sur sa surface de chaque côté des tourillons pour limiter le déplacement transversal. Il devient alors nécessaire de disposer le palier de telle sorte qu'il puisse s'ouvrir pour le montage de l'arbre et que le réglage ou le serrage des coussinets puisse s'effectuer facilement. Néanmoins, toutes choses égales d'ailleurs, on devra chercher à se rapprocher de ce palier idéal, entièrement solide et rigide.

Tout palier se compose :

1° Du palier proprement dit formant le support des coussinets et les reliant au bâti;

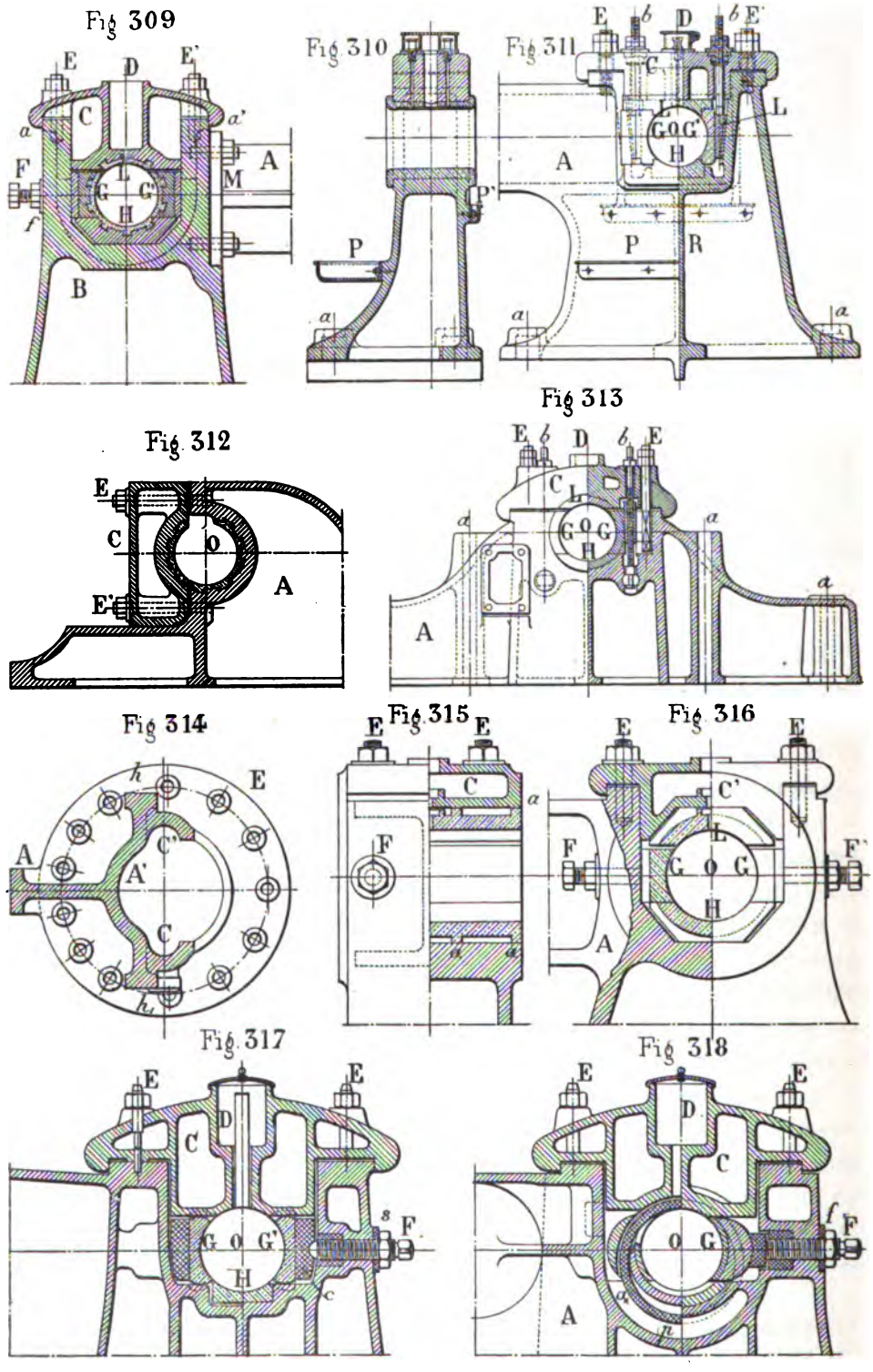


Fig. 309 à 318. — Paliers moteurs.

2° Des coussinets, alésés intérieurement et dans lesquels l'arbre tourne. Nous les examinerons d'abord en même temps que les paliers à un point de vue général pour revenir plus loin sur les conditions particulières de leur fonctionnement et de leur construction;

3° Du chapeau de palier destiné à retenir les coussinets et les maintenir dans leur position;

4° Des boulons du chapeau appelés à produire le serrage des coussinets par l'intermédiaire du chapeau.

Il faut y ajouter, dans la plupart des machines fixes, d'autres boulons ou vis destinés à opérer le réglage des coussinets parallèlement à l'axe de la machine.

Les paliers comprennent en outre des graisseurs et différents organes accessoires tels que des cuvettes, placées au-dessous des coussinets, latéralement, et destinées à recueillir l'huile qui s'écoule des tourillons.

93. — Les Paliers doivent se diviser en deux grandes catégories, suivant qu'ils sont destinés à des machines verticales ou horizontales. Les premiers ne sont en effet soumis qu'à des efforts s'exerçant parallèlement aux boulons d'attache du chapeau et perpendiculairement au plan de coupure des coussinets. Les boulons du palier peuvent donc servir au réglage des coussinets en vue de remédier à l'usure et il ne s'exerce, sous l'influence ni de la pesanteur ni des efforts du piston, aucun effort sur la partie voisine de la coupure des coussinets.

Dans les seconds au contraire, les efforts dus à la pesanteur ou à l'action de la bielle motrice ont tendance à se produire sur la région formant le joint des deux coussinets qui ne peut jamais offrir un portage complet ou régulier, en outre, les efforts et par conséquent l'usure se produisent dans le sens perpendiculaire aux boulons du chapeau de palier qui ne sauraient plus servir au réglage des coussinets ou au rattrapage de jeu. Il est donc nécessaire, surtout dans les appareils d'une certaine puissance, de modifier la forme de ces paliers en vue de la mieux adapter aux conditions de son fonctionnement.

De là, deux systèmes différents : ou bien on place la coupure des coussinets à 45° comme on le voit sur les figures 78, 79, 80, 81, 86, 87, de manière qu'elle ne se trouve ni dans le plan vertical où s'exerce l'effort de la pesanteur, ni dans le plan horizontal où s'exerce celui de la bielle; les boulons du palier restent perpendiculaires à cette coupure et se trouvent mieux disposés au point de vue du rattrapage de jeu. Ou bien, comme on peut le voir figures 309, 311, 313, 316, 317, 318, on fractionne les coussinets en quatre parties, ce qui donne un égal nombre de coupures disposées en des points où elles ne sont pas nuisibles, les efforts y étant faibles, et on

dispose des vis, spéciales au réglage, indépendantes des boulons du chapeau de palier qui ne servent plus qu'à fixer ce dernier et ne jouent aucun rôle pour le rattrapage du jeu. Dès lors l'arbre est entouré de quatre coussinets distincts ; deux d'entre eux, placés au-dessus et au-dessous du tourillon, sont destinés à supporter l'arbre, à régler sa hauteur et à résister aux efforts verticaux ; deux autres, disposés verticalement, indépendants des premiers et parfaitement réglables au moyen de coins ou de vis, assurent la position de l'arbre dans le sens longitudinal, résistent aux efforts horizontaux transmis par la bielle, et permettent un rattrapage rigoureux de l'usure. C'est le système à peu près uniquement suivi aujourd'hui pour les machines fixes de quelque puissance.

Quelquefois, on adopte la disposition de la figure 312, dans laquelle on place la coupure du palier perpendiculairement à la direction de l'axe du cylindre, de sorte que le palier se comporte à peu près comme celui des machines verticales.

94. — Paliers pour machines verticales. — Nous ne pensons pas qu'il soit nécessaire d'établir ici aucune distinction entre les paliers des machines fixes et marines qui doivent satisfaire aux mêmes *desiderata*. Les proportions seules peuvent varier de l'un à l'autre, mais ils donnent lieu aux mêmes observations générales.

Ce palier, sous sa forme la plus simple, est représenté figure 113. L'arbre passe dans l'ouverture cylindrique O et se trouve maintenu par les deux coussinets G et G′ séparés par une coupure disposée suivant le diamètre horizontal du tourillon et entre lesquels il tourne à frottement doux. Ces coussinets sont maintenus par le corps du palier B sauf dans le sens vertical, de bas en haut, où ils sont retenus par le chapeau C du palier, fixé lui-même à demeure par les deux boulons E. Ceux-ci sont calés par une clavette transversale *c* et un collet *d* de sorte qu'ils forment partie intégrante du palier; ils peuvent aussi bien être vissés dans celui-ci comme des prisonniers ou se composer simplement de boulons traversant le palier de part en part. L'épaulement *c* est quand même nécessaire.

Le chapeau C est encastré dans le palier afin qu'il ne transmette aux boulons aucun effort horizontal et qu'il maintienne les coussinets d'une manière absolument rigide. Le chapeau est surmonté d'un godet graisseur D qui déverse l'huile au moyen d'une mèche et d'une lumière *f*.

Le chapeau du palier ayant généralement une forme simple, on peut le construire en fer forgé ou en acier; dans les machines fixes, il est le plus souvent en fonte.

Les boulons du chapeau sont généralement au nombre de deux mais, dans les très grands paliers, on en dispose deux, côte à côte, de part et d'autre.

Le serrage des coussinets, comme dans toutes les articulations, doit être fait à bloc ou sur cales. Ces cales sont représentées en *a*. Avec cette disposition, sur laquelle nous reviendrons à propos des coussinets, on peut serrer les boulons du chapeau jusqu'à refus sans exercer de pression sur le tourillon si l'épaisseur des cales est convenablement choisie. Les bords des deux coussinets viennent en effet se serrer l'un contre l'autre par l'intermédiaire de ces cales, avant qu'il soit exercé aucune pression sur l'arbre lui-même. D'ailleurs certains constructeurs, particulièrement pour les machines fixes, n'emploient pas toujours de cales, ils règlent le serrage des coussinets en limant peu à peu, à la demande, les arêtes de contact des coussinets jusqu'à ce que l'arbre n'ait plus, dans ses coussinets, que le faible jeu nécessaire à un fonctionnement normal.

Dans les machines marines, il est indispensable que le coussinet inférieur soit cylindrique. Outre que cette forme est plus favorable à la conservation du coussinet qui n'a plus tendance à se fendre sous l'action de la chaleur, par suite d'inégale épaisseur, elle permet de retirer le coussinet sans lever l'arbre. Il suffit de le dégager du poids de ce dernier et de le faire tourner autour du tourillon jusqu'à ce qu'il arrive à la partie supérieure et puisse être ainsi retiré après que l'on a enlevé le coussinet supérieur et le chapeau.

95. — Paliers pour machines horizontales. — Ces paliers sont plus complexes que les précédents pour les raisons que nous avons exposées précédemment et provenant de ce que les efforts dus à la pression de la vapeur sur le piston s'exercent dans un plan perpendiculaire à la direction de la pesanteur et à celle des boulons de fixation du chapeau d'autre part.

Dans la figure 309 le coussinet supérieur fait partie du chapeau de palier, très haut et profondément encastré, simplement garni d'antifriction dans la partie qui vient s'ajuster contre l'arbre. Comme dans toutes les machines modernes, à l'imitation des premières machines de Corliss, le chapeau du palier est à double encastrement, il porte deux pinces extérieures, *aa'*, qui viennent s'ajuster à l'extérieur du palier raboté en ces points. Ce chapeau est creux, ce qui diminue son poids. Il porte en son centre un godet graisseur très profond, D.

Les deux coussinets latéraux G et G', en bronze antifrictionné, peuvent se régler au moyen de la vis F maintenue en place par un contre-écrou *f* qui l'empêche de se desserrer. Le réglage ne peut guère se faire que d'un côté, mais on y remédie en disposant des cales entre le coussinet G' et le palier. La vis F agit sur le coussinet G par l'intermédiaire d'une plaque en acier dur qui empêche la pénétration dans le bronze. Ce palier est destiné à une machine Corliss de grandes dimensions, il est fondu isolément et relié au bâti A par une embase M et deux boulons.

La figure 311 représente en coupe et en élévation un palier pour machine Corliss d'un système analogue. Toutefois, le réglage des coussinets latéraux se fait au moyen de deux coins L sur lesquels on agit de l'extérieur par l'intermédiaire des vis *b*. Le coussinet inférieur, dont la largeur est inférieure au diamètre de l'arbre, est encastré entre deux talons du palier. Ce dernier est creux et du type Corliss ordinaire. Comme on le voit dans la coupe transversale, il est élargi vers le bas du côté extérieur de la machine afin d'avoir plus de stabilité ; cet élargissement n'est pas possible du côté extérieur, à cause de la manivelle. Ce palier se termine par un patin à quatre boulons qui servent à l'attacher aux fondations. Il est consolidé en son centre par une toile R qui relie ses deux faces.

Le chapeau est percé d'un grand trou central pour le graissage direct à la burette et de deux conduits de graissage plus petits, placés de part et d'autre, et qui aboutissent à deux godets graisseurs extérieurs.

Les cuvettes P et P', en laiton, servent à recueillir l'huile qui s'écoule des coussinets.

Le palier de la figure 313 présente, en ce qui concerne les coussinets et leur réglage, une disposition analogue. Toutefois son chapeau n'est encastré qu'extérieurement et les coussinets H et L sont cylindriques. Le réglage des coussinets latéraux est opéré à l'aide de vis *b* qui, au lieu d'être mobiles verticalement et fixées aux coins, sont fixes, comme précédemment, les coins formant écrous sur leur partie filetée. Ce genre de palier, qui convient aux machines puissantes et robustes, s'élargit considérablement vers le bas dans le sens longitudinal, il est consolidé transversalement par trois toiles transversales et se trouve relié au massif de fondation par des boulons passant dans les trous *a*.

On trouvera figures 315-316 un genre de palier analogue à celui de la figure 309 avec cette différence qu'il y a deux vis de réglage horizontales F et F'. Les coussinets supérieur et inférieur ne sont en contact avec le chapeau et le fond du palier que par des arêtes longitudinales *a* qui ont l'avantage de faciliter l'ajustage, les faces seules de ces arêtes étant dressées.

Bien que constituant un perfectionnement marqué, ces paliers à quatre coussinets laissent encore à désirer. Le guidage des coussinets latéraux étant rectiligne, ils ne portent plus guère sur l'arbre que par une arête lorsque celui-ci se déplace verticalement par suite de l'usure du coussinet inférieur sous l'action de son poids. Le serrage des coussinets latéraux a ainsi pour effet de les appliquer sur le tourillon par leur arête inférieure et il reste toujours, à leur partie supérieure, un jeu que l'on ne peut racheter. C'est pour remédier à cet inconvénient que MM. Farcot ont adopté la disposition de la figure 317. Les coussinets latéraux G et G' portent sur leurs guides horizontaux par l'intermédiaire d'arrondis dont le diamètre est égal à l'écartement

des guides constitués, l'un par le dessous du chapeau, et l'autre par le fond du palier. Une cale rigide en acier *b* transmet aux coussinets la pression des vis de réglage F. La cale pouvant glisser librement sur le coussinet, celui-ci s'incline de lui-même sous l'action des vis quand on vient à effectuer le serrage après une certaine usure du coussinet inférieur. Le coussinet reste donc bien en contact avec le tourillon par sa face concave et sur toute son étendue. La cale se déplace par rapport au coussinet et le suit dans son inclinaison grâce aux têtes sphériques des vis de pression.

La figure 318 représente, en coupe longitudinale, un palier du même système combiné avec un graissage automatique effectué au moyen d'un anneau *a* dont l'arbre entraîne la rotation par frottement et qui, plongeant à sa partie inférieure dans un bain d'huile *p*, établit constamment sur le tourillon un courant d'huile qui le lubréfie automatiquement.

Les coussinets sont découpés pour permettre le passage de cette bague.

Dans les machines horizontales, l'arbre n'a généralement pas de tendance à se soulever, la composante verticale de l'effort de la bielle sur la manivelle étant souvent inférieure au poids combiné de l'arbre et du volant. C'est ce qui explique que dans les paliers représentés figures 309, 317, 318, il n'y ait pas de coussinet proprement dit à la partie supérieure. C'est le dessous du chapeau, alésé, sans interposition même d'antifriction dans les paliers des deux dernières figures, qui sert à maintenir l'arbre en place pour éviter son soulèvement éventuel.

96. — Les Coussinets sont des organes intermédiaires ajustables, destinés à former les surfaces de contact entre les tourillons d'articulation et les bâtis, supports ou pièces du mécanisme.

Ils ont pour but :

1° De permettre, pour l'établissement de ces surfaces, l'emploi de matériaux appropriés, plus convenables, au point de vue de l'usure et du frottement, que le métal employé pour la confection de l'organe lui-même, choisi en vue de résister à des efforts d'ordre différent : de traction, de compression ou de flexion.

2° De faciliter la mise en place et le réglage, au montage, des organes mobiles et d'assurer avec précision leur longueur mesurée entre les axes des articulations.

3° De rendre possible un rattrapage aussi parfait que possible des jeux qui peuvent se produire aux articulations par suite de l'usure.

Les coussinets, afin de répondre aux *desiderata* exprimés dans le premier paragraphe, se font presque toujours en bronze de qualité et de dureté différentes, suivant les cas. Comme ils sont d'un remplacement plus facile après usure que les tourillons ou que l'arbre lui-même, on a tout intérêt à les com-

poser de matériaux plus tendres que ces derniers afin que l'usure porte presqu'entièrement sur eux. C'est une des raisons pour lesquelles on garnit souvent l'intérieur des coussinets de métal blanc, pratique d'autant plus justifiée que le métal du tourillon est moins dur lui-même. Avec les tourillons en acier doux par exemple, on ne saurait guère se dispenser de l'emploi du régule tandis que son adoption est moins nécessaire quand les tourillons sont en acier dur ou demi-dur ou bien en fer cémenté et trempé.

Du moment que l'on garnit intérieurement les coussinets d'un remplissage en antifriction, on peut se demander s'il est bien nécessaire de les confectionner en bronze, métal assez coûteux. Comme ils ne viennent plus en contact avec les tourillons, les coussinets ne servent plus alors que de support au métal blanc en lui assurant une rigidité de forme nécessaire. Dès lors on pourrait exécuter ces coussinets en fonte ou en fer à un moindre prix. Cette pratique est en effet suivie par quelques constructeurs de machines fixes mais demande à ne l'être qu'avec une certaine modération ; elle est encore aujourd'hui l'exception. On peut craindre en effet que les échauffements des coussinets ne les fassent fendre s'ils sont en fonte, surtout lorsqu'on vient à les refroidir brusquement par l'arrosage. D'autre part, les coussinets en fer, s'ils sont de forme compliquée, seront souvent plus coûteux que ceux en bronze obtenus par moulage.

Quelques constructeurs américains vont même plus loin et se contentent de garnir de métal blanc les paliers et leurs chapeaux (fig. 312). Le métal est coulé en place sur mandrin. Ce système est économique mais rend l'entretien et le renouvellement difficiles.

Les coussinets des machines à vapeur ont à satisfaire aux conditions suivantes :

1° Présenter une surface de portage suffisante pour qu'il ne se produise pas d'échauffements et que l'usure soit minimum.

2° Leur forme doit être étudiée en vue d'éviter qu'ils ne viennent à changer de forme en s'échauffant sous l'action du frottement et à venir pincer le tourillon, aggravant ainsi le chauffage.

3° Porter suivant toute leur longueur sur les tourillons et ne doivent pas présenter, de chaque côté des joues du palier, un porte-à-faux assez grand pour qu'ils puissent fléchir.

4° Etre rigides et porter complètement dans les paliers de manière à n'être pas sujets à s'affaisser sous la charge ni à branler dans le bâti.

5° Leur épaisseur sera suffisante pour qu'ils puissent résister indéfiniment à l'action du martelage résultant des chocs et des vibrations auxquels sont soumis les tourillons.

6° Présenter une bonne disposition en vue du graissage.

7° Etre d'un réglage facile et disposés de telle sorte que le rattrapage de jeu se fasse autant que possible dans le sens même où l'usure tend à se produire.

8° Etre composés d'un métal présentant un faible coefficient de frottement, assez mou pour ne pas user les tourillons, assez dur et assez bon conducteur pour ne pas avoir tendance à s'échauffer et assez tenace pour ne pas se fendre sous l'action des chocs répétés et des pressions exercées normalement par le tourillon non plus que sous l'action successive des échauffements ou des refroidissements brusques auxquels ils peuvent être soumis.

Les coussinets doivent autant que possible présenter en tous leurs points une égale épaisseur afin de n'être pas soumis à des efforts intérieurs dus au retrait et de ne pas présenter de tendance à se fendre sous l'action d'un refroidissement brusque après qu'un échauffement s'est produit.

La forme qui convient le mieux à un coussinet est la forme cylindrique que l'on ne peut guère en pratique adopter que pour les coussinets inférieurs des paliers ; on doit, en tous cas, chercher à s'en rapprocher autant que possible. Ces coussinets ont toutefois l'inconvénient de manquer souvent de rigidité. Ils ont fréquemment tendance, lorsqu'un échauffement se produit, à se dilater du côté intérieur en contact avec l'arbre et par conséquent à s'ovaliser. Si en effet le coussinet ne peut s'ouvrir à cause de la pression qu'exerce sur lui le palier, il peut arriver que la limite d'élasticité soit dépassée dans la zone voisine du tourillon quand l'échauffement est brusque et considérable ; il se produit alors une déformation permanente et le coussinet, en se refroidissant, tend à serrer l'arbre par ses deux pinces, ce qui amène un nouvel échauffement. Celui-ci ne peut cesser qu'au moment où la dilatation est suffisante pour empêcher tout coincement. C'est pour cette raison que certains coussinets ont toujours une tendance à chauffer mais que, au-delà d'une certaine température qui peut d'ailleurs être inférieure à la limite que l'on ne pourrait admettre, on ne constate plus aucune aggravation de l'échauffement. D'autre part, cette succession de légers mouvements moléculaires à l'intérieur du coussinet tend à amener des ruptures qui se produisent suivant une génératrice extérieure et vers la partie inférieure. On peut remédier à cet état de choses en fixant les extrémités du coussinet au palier par une pièce rigide en queue d'aronde. Cette méthode, simple et peu coûteuse, ne saurait trop être recommandée.

Les coussinets doivent présenter par eux-mêmes une grande rigidité et, à cet effet, une épaisseur suffisante, surtout s'ils débordent le palier ou la tête de bielle de chaque côté.

En outre ils doivent être fixés dans les paliers d'une manière absolument rigide ; pour faciliter leur ajustage on les fait souvent porter par quelques

arêtes seulement, rabotées et ajustées avec soin. Ils ne doivent jamais porter dans les angles, quand ils en présentent extérieurement.

L'ajustage des coussinets au droit de leur coupure pouvant n'être pas irréprochable et dans le but d'éviter qu'en s'ouvrant ils viennent pincer le tourillon, on doit les évider et abattre l'angle au droit de la coupure, de chaque côté.

Les arrondis qui terminent les bords extérieurs des coussinets doivent présenter un diamètre légèrement supérieur à celui des congés de raccord des tourillons avec leurs collets, afin qu'ils ne viennent pas porter au fond de ces congés, ce qui amènerait infailliblement des échauffements d'autant plus graves que la dilatation des coussinets aurait tendance à augmenter le serrage. C'est pour cette raison que beaucoup de constructeurs remplacent l'arrondi du coussinet par un méplat oblique, de façon que les collets de l'arbre ne portent que sur des surfaces plates.

On doit en outre donner un certain jeu longitudinal aux tourillons dans leurs coussinets pour empêcher qu'il ne se produise de coincement et permettre qu'une légère dilatation du coussinet ne vienne pas le serrer entre les collets. Dans les machines possédant par exemple des arbres de $0^{m},150$ au moins, ce jeu peut, de chaque côté, être supérieur à 1^{mm}.

Les coussinets portent des joues latérales ajustées qui viennent s'emboîter exactement sur des parties dressées des paliers. Elles servent à empêcher tout mouvement latéral des coussinets et à résister au mouvement de poussée qui peut leur être transmis par les collets de l'arbre.

Le graissage des coussinets est assuré par l'écoulement, continu ou intermittent, de l'huile emmagasinée dans un godet placé à la partie supérieure de la tête de bielle ou du palier. Ce godet aboutit à un conduit vertical qui débouche dans le coussinet supérieur, le traverse, et se trouve relié à sa surface intérieure par un congé bien arrondi de manière qu'il n'y ait aucune arête vive sur la surface frottante. Ce conduit aboutit à *des pattes d'araignée* ; on appelle ainsi des rainures, tracées à la surface intérieure du coussinet et aboutissant au trou du graisseur, qui servent à distribuer l'huile sur la portée.

La meilleure disposition comporte deux pattes d'araignée se coupant à peu près à 90° et présentant, en projection plane, la forme d'une croix. Quand il y a deux trous de graissage, à chacun d'eux correspond une patte d'araignée, les branches de chacune d'elles venant couper celles de l'autre.

La disposition qui consiste à réunir les deux orifices de graissage par un seul conduit dirigé suivant une génératrice et donnant naissance à des conduits circulaires placés dans un plan normal à l'axe du tourillon, est à condamner comme donnant lieu au bout de quelque temps de fonctionnement à

des rayures sur l'arbre. Pour éviter cet inconvénient, les pattes d'araignée doivent être disposées obliquement sur toute la largeur du coussinet.

Les arêtes des conduits doivent être adoucies à la lime afin d'éviter tout contact à angle vif entre le coussinet et la portée.

L'antifriction n'est pas destinée, comme on est souvent porté à le croire, et comme son nom semblerait l'indiquer, à diminuer le coefficient de frottement. Elle a le plus souvent au contraire un résultat diamétralement opposé et augmente dans une légère mesure le coefficient de friction et la température du coussinet dans des conditions données de fonctionnement et de graissage. Des expériences précises effectuées par M. Thurston ne laissent aucun doute à cet égard :

	Bronze	Métal blanc.	
		N° 1	N° 2
Température moyenne.	56°	67°	58°
Coefficient moyen de frottement . .	0,010	0,013	0,011
Dépense d'huile par heure (grammes).	248	528	373

La dépense d'huile étant plus considérable et la température des coussinets plus élevée avec l'antifriction, on est en droit de se demander quels sont les avantages réels qu'elle présente et qui, nous le verrons, justifient entièrement son adoption dans la plupart des cas.

L'élévation de la température, constatée dans ces expériences, provient de la plus faible conductibilité du métal blanc, ce qui est évidemment une infériorité dans l'espèce.

Ses avantages résultent, semble-t-il, des deux faits suivants :

1° L'antifriction, plus molle que le bronze, se moule mieux sur le tourillon, en épouse davantage les creux et les reliefs et par conséquent augmente la surface de contact qui, avec des coussinets en bronze dur, n'est souvent qu'une fraction assez minime de la surface totale du tourillon.

2° Son degré de fusion étant peu élevé, elle fond, en cas d'échauffement, avant que le tourillon se soit grippé. Cela permet au mécanicien, averti, de stopper avant qu'il se produise une avarie grave.

Il semble en résulter que l'antifriction conviendrait mieux encore aux machines dont l'exécution ne serait pas irréprochable, ou pour celles qui, en service depuis quelque temps, présenteraient des tourillons inégalement usés ou déjà entamés. Toutefois, elle paraît de plus en plus appréciée et peu de constructeurs croient pouvoir se dispenser de son emploi, surtout dans les machines à grande vitesse présentant des portages de grande longueur et d'ajustage difficile.

Il a pendant longtemps été d'usage, et cette pratique est encore en faveur auprès de certaines compagnies de chemins de fer, de ne pas antifrictionner

en plein les coussinets. On coulait le métal blanc dans les coussinets par bandes ou stries obliques ou par macarons circulaires à queue d'aronde. Actuellement, pour les machines fixes ou marines, on régule toujours en plein les coussinets. A cet effet, ceux-ci sont tournés intérieurement à un diamètre supérieur à celui du tourillon de l'épaisseur du régulage. On trace en outre sur cette surface cylindrique des stries en queue d'aronde destinées à établir une liaison complète entre l'antifriction et le bronze du coussinet. On coule ensuite le métal blanc dans le coussinet après avoir placé suivant l'axe de ce dernier un mandrin cylindrique d'un diamètre légèrement inférieur à celui de l'arbre. On termine la portée en alésant au diamètre définitif. Quelquefois, on se contente d'employer des mandrins parfaitement unis, ayant le diamètre de l'arbre, et on se dispense de l'alésage.

Les coussinets se font généralement en bronze, parce que ce métal réunit toutes les qualités nécessaires à cet emploi. Certains alliages sont supérieurs au bronze sous quelques rapports mais ne présentent pas d'autres qualités dont le concours est nécessaire pour cet emploi spécial. Ainsi, la fonte bien polie donne un faible coefficient de frottement et, en raison de la porosité de sa surface, présente des avantages sérieux au point de vue du graissage. Malheureusement, ce métal est cassant et ne saurait résister convenablement aux chocs ni aux différences brusques de température auxquelles sont soumis les coussinets. Le métal blanc au contraire est trop mou pour être employé seul et ne peut servir qu'à garnir intérieurement des coussinets en bronze.

Quand la surface de portage d'un coussinet est largement calculée, qu'elle est parfaitement dressée et lubréfiée, la nature du métal qui compose les coussinets paraît assez indifférente. Si toutefois, comme c'est généralement le cas en pratique, la surface de frottement est limitée, la nature du métal qui entre dans la composition des coussinets acquiert une importance capitale.

97. — Composition des bronzes pour coussinets. — La composition des bronzes destinés à la confection des coussinets varie généralement de 90 de cuivre et 10 d'étain à 80 de cuivre et 20 d'étain, la dureté du métal augmentant avec la dose d'étain jusqu'à une certaine limite. On ajoute souvent de 1 à 4 0/0 de zinc.

La meilleure composition pour les coussinets, surtout s'ils doivent être antifrictionnés, paraît voisine de : Cuivre 83, Etain 15, Zinc 2; si les coussinets restent nus il vaudra mieux choisir un métal un peu moins dur, contenant environ 13 0/0 d'étain.

Compositions destinées au garnissage intérieur des coussinets. — Nous avons vu que l'on garnit le plus souvent les coussinets d'une couche intérieure de métal blanc destinée à porter sur le tourillon, pratique dont

les avantages sont reconnus. Il existe un nombre considérable de compositions présentant chacune certaines qualités. Cet ouvrage ayant avant tout pour but de résumer des règles pratiques et d'application facile, nous n'en citerons qu'un certain nombre choisies parmi celles que l'expérience a consacrées.

L'antifriction employée dans la marine française a la composition suivante :

Cuivre	4
Etain	96
Antimoine	8
	108

La composition suivante, un peu plus dispendieuse, est aussi fort employée :

Cuivre	5
Etain	70
Antimoine	25
	100

On peut remplacer le cuivre par de l'étain et ajouter une proportion dominante de plomb ainsi :

Etain	15
Plomb	75
Antimoine	10
	100

On emploie beaucoup, dans la Marine française, un métal spécial, dit *bronze blanc* ou *bronze Bugnot*, qui est plus dur que l'antifriction ordinaire et convient pour les coussinets où la pression par unité de surface est trop considérable pour permettre l'emploi de l'antifriction ordinaire. La composition du métal Bugnot est comme ci-dessous :

Cuivre	2,3
Etain	7,6
Zinc	83,3
Antimoine	3,8
Plomb	3,0
	100,0

Ce métal est peu coûteux mais il est rapidement détruit par l'action de l'eau et de la vapeur.

CHAPITRE XI

LE VOLANT

Variations internes et externes d'énergie dans les machines à vapeur. — But du volant. — Comparaison entre les appareils monocylindres et à détente fractionnée. — Détermination du poids des volants. — Coefficient d'instabilité. — Méthode graphique. — Epure des efforts sur le bouton de manivelle.— Détails de construction des volants.

98. — Les Machines à vapeur sont soumises à des variations *internes* et *externes* d'énergie qui auraient pour effet de modifier à tout instant leur vitesse si elles n'étaient munies d'appareils régulateurs dont l'action est plus ou moins complète suivant leur puissance ou leur sensibilité.

Les variations *externes* d'énergie, ou *variations de la résistance*, se produisent dans tous les genres d'appareils à vapeur mais à des degrés différents en ce qui concerne leur périodicité ou leur intensité.

Les variations *internes*, produisant des variations de vitesse à charge constante, sont dues aux modifications que subit la *valeur de l'effort moteur* par suite de la diminution ou de l'accroissement de la pression aux chaudières ou dans le cylindre. Il y a lieu de distinguer ici les variations internes d'énergie suivant qu'elles sont *momentanées* et *intermittentes* ou *accidentelles*. Les premières sont le résultat du fonctionnement normal de la machine et des variations de la pression effective sur le piston pendant les diverses phases de la distribution : admission, détente, avance à l'échappement et compression, en même temps que de l'application d'une force irrégulière au bouton de manivelle, due à l'harmonie cinématique existant entre les mouvements du piston et de la manivelle.

Ce sont surtout ces variations normales et intermittentes que l'emploi du volant a pour but d'atténuer, bien qu'il soit aussi d'un grand secours pour combattre les variations accidentelles.

Bref, le volant est en réalité un organe ayant pour but de remédier, entre

des limites pratiques et définies, *aux variations momentanées de vitesse*. Il ne fait nullement double emploi avec le régulateur proprement dit. Tous deux se viennent mutuellement en aide mais conservent chacun un rôle indépendant. Celui du volant consiste à réduire au minimum les variations de vitesse qui peuvent tendre à se produire pendant un tour de la machine; celui du régulateur consiste à assurer la régularité du fonctionnement, tour après tour, pendant toute la durée de la marche en adaptant, d'une manière continuelle, la dépense de vapeur au travail qu'il est nécessaire de développer. Si la variation d'énergie, qu'elle soit interne ou externe, se produisait d'une manière continue, le volant serait impuissant à la combattre et la vitesse s'accroîtrait ou diminuerait indéfiniment suivant que la variation serait positive ou négative.

On pourrait même, si le régulateur est très sensible, considérer le volant comme ayant uniquement pour but de maintenir la vitesse de la rotation, pendant une course du piston, au cours du cycle qui se produit dans le cylindre, aussi près que possible du chiffre moyen.

L'inertie des organes alternatifs est, entre certaines limites, un auxiliaire d'autant plus puissant du volant que la vitesse du piston est plus considérable. Elle tend en effet à régulariser la pression de la bielle sur le bouton de la manivelle; au commencement de la course, l'inertie du piston, de sa tige et de tous les organes alternatifs, contribue à créer un certain effort retardateur au moment où ils sont soumis, de la part de la vapeur, à une force accélératrice. La résistance qu'opposent les organes par suite de leur inertie augmente jusqu'à mi-course, où elle devient nulle, puisqu'ils atteignent en ce point leur vitesse maximum. Au-delà, l'inertie des organes se transforme en force accélératrice, puisque la valeur de la pression effective sur le piston ne cesse plus de décroître jusqu'à la fin de la course où elle devient même négative. En résumé, l'inertie des organes alternatifs a pour effet de diminuer l'effort moteur au début de la course, alors que la pression de la vapeur sur le piston est maximum, et de l'accroître vers la fin quand cette pression effective diminue progressivement et atteint sa valeur minimum.

On peut même concevoir que, pour tout appareil à vapeur, il existe une vitesse pour laquelle l'inertie des organes alternatifs soit suffisante pour parer à toute irrégularité dans le mouvement du piston malgré les variations de la pression effective dans le cylindre. Malheureusement, avec les poids généralement admis pour ces organes, une telle vitesse serait supérieure, et de beaucoup, à celle qu'il est possible d'atteindre en pratique. D'autre part, l'inertie des organes deviendrait alors la source d'inconvénients non moins graves, qu'il faudrait chercher à atténuer, et la source de trépidations considérables.

On ne doit donc considérer en réalité l'inertie des organes alternatifs que

comme un auxiliaire très secondaire du volant, tout au moins dans les machines lentes, parce que la vitesse n'est pas assez considérable pour que cette inertie ait une intensité suffisante.

De la définition même des variations d'énergie auxquelles le volant a pour but de pallier, il résulte que son rôle est d'une importance variable suivant le type de machine considéré. Son poids devra être d'autant plus considérable que les variations du couple moteur, pendant un tour complet, seront elles-mêmes plus grandes. Il devra donc être maximum dans les appareils monocylindres, où la période d'admission sera très faible.

Si la machine comporte deux cylindres fonctionnant chacun à simple expansion avec de faibles admissions, et actionnant deux manivelles à 90°, le volant pourra être moins lourd ; si elle est du système compound, la période d'introduction dans chaque cylindre étant plus considérable, la variation sera moindre encore et on pourra opérer une nouvelle réduction dans le poids du volant, réduction plus considérable encore pour une machine à triple expansion à trois manivelles.

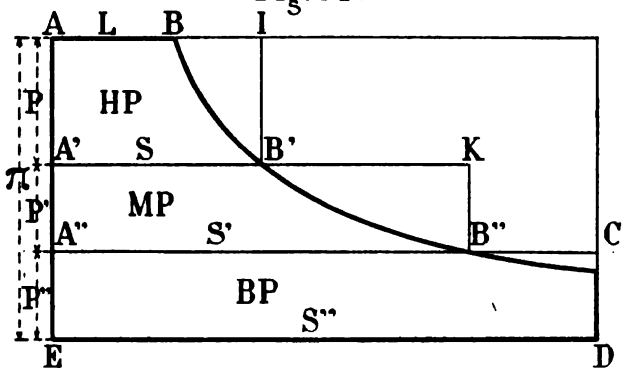
C'est là une question de grande importance sur laquelle nous tenons à insister davantage.

La machine monocylindre à grande détente est dans des conditions particulièrement défectueuses sous le rapport que nous envisageons, puisque la pression initiale effective sur le piston peut être jusqu'à six fois supérieure à la pression finale. On pourra améliorer la régularisation, même dans les appareils non compound, en adoptant un aussi grand nombre de cylindres que l'on voudra, actionnant des manivelles calées à des angles déterminés. D'ailleurs, sauf pour des applications toutes spéciales, du moment que l'on est amené à l'emploi de plusieurs cylindres, le mode compound s'impose. On s'apercevra en outre, que, pour obtenir, au point de vue de la régularité des moments moteurs, un résultat suffisant en pratique, il faudra un moins grand nombre de cylindres si on a recours au fractionnement de la détente que si on accouple une série de machines monocylindres. Cela tient à ce que l'introduction, dans chacun des cylindres d'une machine à cascade, est plus grande que dans celui d'une machine monocylindre et que la pression initiale effective s'écarte beaucoup moins de la pression moyenne dans la première que dans la seconde. Chacun de ces moments en particulier, étant plus régulier, leur combinaison entraînera un équilibre plus parfait.

On ne saurait donc, à aucun de ces points de vue, établir de parallèle entre les machines multicylindres et à cylindre unique, en raison des différences radicales qui les séparent et on est amené à effectuer cette comparaison entre les machines monocylindres à plusieurs manivelles et les appareils multicylindres à cascade, indépendamment des avantages thermiques exposés plus haut et qui suffiraient à justifier l'emploi de ces derniers.

Il est facile de se rendre compte des avantages que possèdent à cet égard les appareils à détente fractionnée. Reportons-nous pour cela au diagramme ci-joint (fig. 319). ABCDE représente le diagramme théorique obtenu sur une machine monocylindre dont le piston présente une surface S″ et où le degré de détente est $\frac{S''}{L}$. Cette figure peut être considérée comme représentant le diagramme totalisé, relevé sur une machine à triple expansion de même puissance et fonctionnant théoriquement au même degré de détente totale. Alors les figures ABB′A′, A′B′B″A″, A″B″CDE représenteront respectivement les diagrammes des cylindres à haute, moyenne et basse pression, dont les pistons présenteront des surfaces S, S′, S″.

Fig. 319



Dans le cas de la machine monocylindre, la poussée initiale sur le piston sera représentée par $\pi S''$ tandis que, pour l'appareil à triple expansion, les poussées initiales seront : sur le petit piston PS; sur le moyen piston P′S′; sur le grand piston P″S″; leur valeur absolue sera donc considérablement moindre que pour les machines à cylindre unique. Encore faut-il ajouter que, dans l'appareil à triple expansion, non seulement les efforts initiaux seront moins considérables, mais que les moments moteurs totalisés présenteront, si les manivelles sont calées à 120°, une régularité infiniment plus parfaite.

Un exemple nous permettra de fixer les idées sur la valeur de ce perfectionnement.

Soit $\pi = 10$ atm., $P = 6^k,0$, $P' = 2^k,3$, $P'' = 1^k,2$, $S = 0^{m^2},20$, $S' = 0^{m^2},44$ et $S'' = 1^{m^2},00$, chiffres qui s'accordent avec la pratique courante. L'effort initial sur le piston de la machine monocylindre étant représenté par 10, les efforts initiaux sur les pistons de la machine à triple expansion seront respectivement égaux à : 1,20, 1,24, 1,20 pour les cylindres

à haute, moyenne et basse pression. Si donc on représente par le rectangle AFBE le produit $\pi S''$ correspondant à la poussée initiale sur le piston de la machine monocylindre, et par les rectangles AIB'A', A'KB''A''; A''CDE respectivement les produits PS, P'S' et P''S'', on pourra, du premier coup d'œil, constater que pour une pression de régime et un degré de détente identiques, la poussée initiale sur le piston unique de la machine monocylindre sera supérieure, de l'aire IFCB''KB' à la somme des poussées exercées sur les trois pistons d'une machine à triple expansion équivalente. Cela veut dire que, même au point de vue de la réduction des efforts initiaux, la machine à triple expansion en tandem dont les trois pistons actionneraient la même tige, présenterait encore sur l'appareil monocylindre de même puissance, supposé fonctionnant avec la même détente, un avantage considérable.

Ainsi donc, la supériorité, sous ce rapport, des appareils à expansion fractionnée, ne provient pas seulement de la présence de plusieurs manivelles calées à des angles de 90° à 120°, mais aussi de la plus grande régularité des couples moteurs sur chaque manivelle.

Le volant est, nous l'avons vu, un accumulateur d'énergie destiné à pallier aux variations momentanées de vitesse. Dans les machines destinées à la commande des laminoirs ou de certaines machines spéciales employées dans la métallurgie, son rôle est plus étendu. Dans ces applications, le volant a pour but d'emmagasiner, pendant la période où la résistance est minimum, une quantité considérable d'énergie qu'il restituera, en perdant de la vitesse, quand la résistance sera maximum. On pourra ainsi, avec une machine de puissance donnée, lancée préalablement à toute vitesse, développer pendant quelques secondes, grâce à l'énergie accumulée dans le volant, une puissance beaucoup plus considérable. En effet, pendant la courte période de ralentissement due à l'accroissement de la résistance utile, le volant restitue l'énergie qui lui a été cédée pendant la période beaucoup plus longue d'accélération. Aussi, les machines de cette espèce possèdent-elles des volants d'un poids qui peut être supérieur à celui que la théorie indique pour la régularisation des appareils de même puissance fonctionnant dans des conditions identiques de vitesse, mais ayant un emploi différent. Quelquefois, au lieu d'accroître leur poids, on augmente leur vitesse en les disposant sur un arbre auxiliaire tournant plus vite que l'arbre moteur et relié par des engrenages.

99. — L'Efficacité d'un Volant augmente avec son poids et comme le carré de la vitesse dont il est animé. En pratique, on néglige, dans la détermination du poids du volant nécessaire à une régularité déterminée, le poids des bras et du moyeu dont les dimensions résultent de celles qui

sont données à la jante et calculées uniquement en vue de leur résistance.

L'étude d'un volant comporte deux parties : l'une relative à la détermination du poids nécessaire à la régularité de la machine considérée, dans les conditions données de fonctionnement; l'autre relative au calcul de ses différents éléments, en vue de résister aux efforts que la force centrifuge développe à son intérieur.

On démontre dans les cours de mécanique que

$$\frac{v_2 - v_3}{v_1} = \frac{1}{m} = \frac{g\Delta E}{Pv^2}$$

où v_1 représente la vitesse moyenne de la fibre moyenne de la jante, v_2 et v_3 ses vitesses maxima et minima, P le poids de la jante. C'est ce rapport que Rankine, le premier, croyons-nous, a appelé *coefficient de fluctuation de vitesse* ou *d'instabilité*. La valeur de m doit varier entre de larges limites suivant la destination de la machine et par conséquent la régularité que l'on doit rechercher dans les différentes applications.

Weisbach a donné les valeurs suivantes de $\frac{1}{m}$ pour les différentes applications de la machine à vapeur, suivant le coefficient de régularité que l'on doit s'attacher à obtenir :

Pompes.	0,050 à 0,033
Minoteries.	0,040 à 0,030
Fabriques de papier et diverses. . . .	0,033 à 0,025
Filatures, Eclairage électrique	0,025 à 0,010

Les perfectionnements récemment apportés aux régulateurs ont permis de construire des machines dont la vitesse moyenne de rotation ne subit pas de variation supérieure à 1 °/₀. On est dès lors amené à augmenter l'effet du volant dans la même proportion et à renfermer dans les mêmes limites, à chaque tour, les variations de vitesse de la machine au cours du cycle produit à l'intérieur du cylindre.

On peut déterminer approximativement le poids P de la jante du volant d'après la formule

$$P = a\frac{ASp}{N^2D^2}$$

où a varie entre 210.000 et 320.000, suivant la nature du travail à accomplir, et où D représente le diamètre extérieur du volant en mètres, A, S et p, respectivement la surface, la course du piston (la première en centimètres carrés, la seconde en mètres) et la pression de la vapeur en kil. par centimètre carré.

On peut aussi calculer le poids de la jante d'après la formule

$$P = a\frac{mgU}{v_1^2};$$

en pratique, on admet que a, qui exprime le rapport existant entre les variations d'énergie ΔE et le travail total, peut varier entre 0,20 et 0,15 ; m a les mêmes valeurs que plus haut ; U exprime, en kilogrammètres, le travail effectué pendant un tour, et v_1, vitesse de la jante, est exprimée en mètres par seconde. Si $m = 100$, comme pour les machines dont la régularité doit être aussi grande que possible (filatures, éclairage électrique), il vient :

$$W = 19{,}6\frac{U}{v_1^2}.$$

Cette méthode n'est toutefois qu'approximative et ne tient pas compte des conditions spéciales du fonctionnement de la machine ; on a recours alors au tracé graphique dans lequel, d'ailleurs, on ne tient compte que des variations internes d'énergie. Il est rare, en effet, quand le volant est calculé en vue de remédier à ces dernières, qu'il ne soit pas assez puissant pour parer à toute éventualité et suffire à assurer la régularité même affectée par les variations externes.

On procède ainsi qu'il suit pour déterminer le coefficient de fluctuation. On trace (fig. 320) une droite AB représentant, à une échelle quelconque, la

Fig. 320

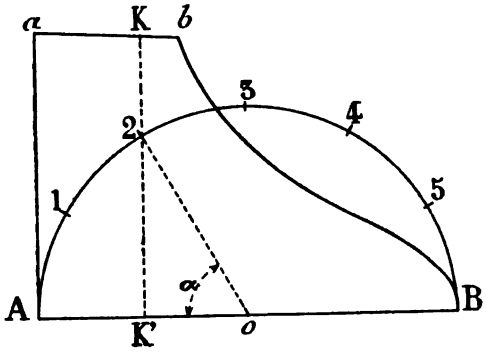
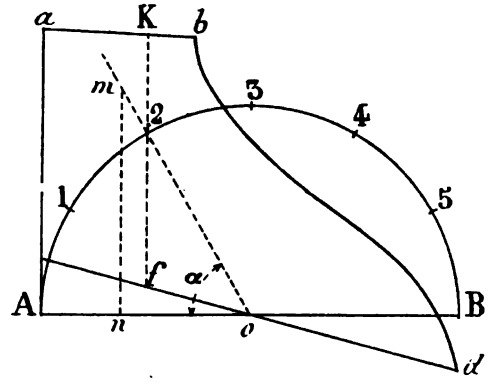


Fig. 321



course de la machine ; la demi-circonférence, tracée sur AB comme diamètre, constituera le chemin décrit par le bouton de manivelle. On trace ensuite le diagramme AabB représentant les variations de l'ordonnée moyenne sur le piston, Aa étant la pression initiale. Si on néglige l'obliquité de la bielle pour une position quelconque 2 du bouton de manivelle, la position correspondante du piston sera en d' et l'effort sur le piston sera au même moment mesuré par kk'. Ce tracé ne tient pas compte de l'inertie des organes alternatifs qui est généralement assez considérable pour n'être pas négligée. Reportons-nous pour cela à la figure 321, et prenons Ac = Bd représentant à l'échelle déterminée les forces accélératrices, positives et négatives, expri-

mées en kilogrammes par centimètre carré de la surface du piston, des organes alternatifs aux deux extrémités de la course. Leur valeur sera :

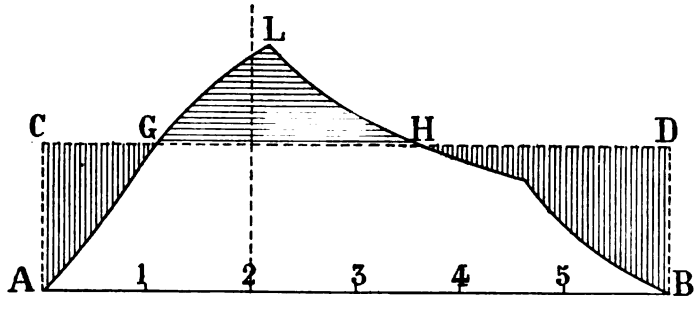
$$Ac = Bd = \pm \frac{p}{g}\frac{v^2}{r}$$

où p = poids des organes alternatifs par cm² de surface de piston, v = vitesse moyenne du bouton de manivelle, r = rayon de la manivelle.

Joignons cd ; la droite ainsi tracée passe par le milieu O de la droite AB. La variation de pression effective qui s'exerce alors sur le bouton de manivelle, toujours en négligeant l'obliquité de la bielle, est représentée par les ordonnées du diagramme *abdc*. Dès lors pour une position quelconque 2 du bouton de manivelle, l'effort tangentiel sur ce bouton sera représenté par Kf. Il est facile d'obtenir graphiquement la courbe représentative de ces efforts. Prenons $Om = Kf$ et abaissons mn perpendiculaire sur AB, alors $E = mn = Kf \sin \alpha$.

Nous pouvons maintenant tracer le diagramme des efforts sur le bouton de manivelle. Soit AB (fig. 322) la longueur développée de la demi-circonfé-

Fig. 322

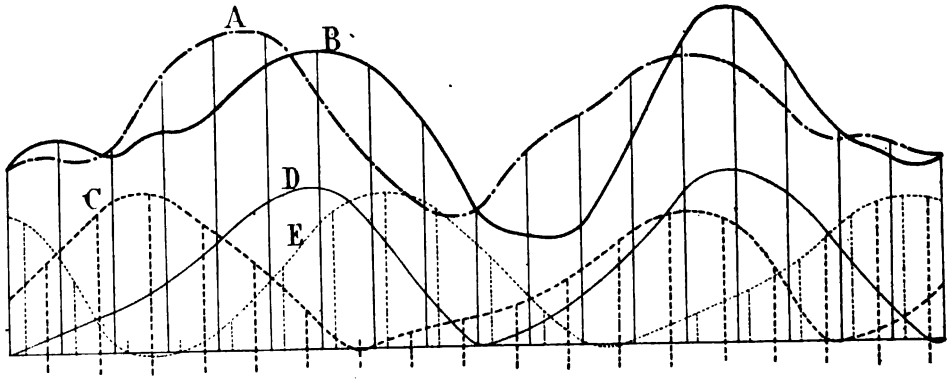


rence décrite par le bouton, soit πr, divisons-la en un nombre quelconque de parties égales. Pour chacun des points 1, 2, 3, ..., nous déterminerons la valeur de E comme plus haut et le porterons en ordonnées au même point. Nous obtiendrons ainsi une figure AGLHB. Les ordonnées de la courbe qui en forme la partie supérieure donneront l'effort tangentiel au bouton de manivelle pour toutes les positions correspondantes. Il est évident que l'aire de cette courbe sera égale à celle du diagramme primitif, mais les efforts tangentiels pendant une demi-révolution seront très différents des pressions sur le piston aux mêmes instants. Soit p_m l'ordonnée moyenne de cette nouvelle courbe. Prenons $AC = p_m$ et complétons le rectangle ACDB dont l'aire sera égale à celle du diagramme AGLHB. Comme nous avons sup-

posé la résistance constante, elle est évidemment égale à p_m. Par conséquent les parties du diagramme hachurées verticalement correspondent aux portions de la course pendant lesquelles la résistance surpasse l'effort moteur et la partie hachurée horizontalement à la portion pendant laquelle, au contraire, l'effort moteur surpasse la résistance. Il est évident que la somme des aires hachurées verticalement, soit ACG + BDH, égale l'aire hachurée horizontalement, soit GLH. Si nous appelons S l'aire de la courbe des efforts pour une course, ou, ce qui revient au même, celle du rectangle ACDB et que nous posions ΔS = aire GLH, le rapport $k = \frac{\Delta S}{S}$ sera le coefficient de fluctuation d'énergie que la construction précédente a pour but de déterminer.

Si la machine comporte deux manivelles calées à angle droit, on devra tracer deux courbes des efforts, le commencement de l'une correspondant au milieu de l'autre. On obtient la courbe des efforts résultants en ajoutant les deux ordonnées de ces courbes. L'ordonnée moyenne de cette courbe résultante sera égale à la résistance moyenne. Il y aura cette fois deux minima et deux maxima de vitesse par deux tours de l'arbre (fig. 323).

Fig. 323



Il est impossible de donner pour les volants, comme pour les autres organes du mécanisme, des proportions permettant de déterminer la section ou la forme de leurs diverses parties en fonction par exemple de la surface ou des dimensions transversales de la jante une fois celle-ci déterminée comme plus haut car, ici, intervient la vitesse dont les variations, d'une machine à l'autre, peuvent amener de profondes différences dans la section des bras ou du moyeu. Force nous est, pour ce calcul, de renvoyer aux ouvrages sur la résistance des matériaux.

Il est difficile, dans le calcul, de déterminer avec une approximation suffi-

sante, la vitesse maximum à la fois en fonction de la résistance des jantes et des bras. Aussi doit-on se contenter en pratique de déterminer cette vitesse, pour les petits volants, en fonction de la résistance de la jante et, pour les volants de grand diamètre, en fonction de la résistance des bras.

M. Thurston a démontré que la vitesse que l'on peut donner à un volant varie comme la racine carrée du quotient de la ténacité du métal adopté par sa densité.

Les vitesses maxima correspondant aux ruptures de la jante seraient sensiblement, avec les résistances usuelles des métaux, de 90^m par seconde pour le fer et l'acier doux et de 67^m par seconde pour la fonte. On considère généralement que la charge de sécurité est satisfaisante quand la vitesse ne dépasse pas le tiers de ces chiffres, soit 30^m par seconde pour le fer ou l'acier et 22^m pour la fonte.

Du reste dans certains cas où il est nécessaire d'avoir des volants d'une extrême puissance, on consolide la jante des volants en y enroulant plusieurs tours de fil d'acier de grande ténacité que l'on serre fortement. On peut ainsi dépasser les vitesses données plus haut.

L'efficacité d'un volant étant proportionnelle au carré de la vitesse linéaire de la jante, il semble que l'on ait toujours avantage à adopter, chaque fois qu'on le peut, la vitesse maximum compatible avec les conditions de sécurité, afin de diminuer le poids du volant. Toutefois, les volants de grand diamètre, quand la vitesse réduite de la machine permet leur emploi sans danger, sont fort encombrants et quelquefois même impossibles à loger.

Dans les types courants de machine à vapeur, on admet que le diamètre du volant peut être égal à quatre fois la course du piston, mais on doit vérifier que cela n'entraîne pas une vitesse de la jante supérieure à celle que nous avons indiquée plus haut. On dépasse rarement aujourd'hui $9^m,00$, cote déjà exceptionnelle pour les grandes machines, bien qu'autrefois avec des vitesses de rotation beaucoup plus faibles, on allait jusqu'à $12^m,00$.

100. — Détails de construction des volants — Jusqu'au-dessous de $3^m,00$ de diamètre, on peut faire les volants d'une seule pièce de fonte. On en trouvera un exemple figure 324. Au-delà de ce diamètre, les volants ne seraient plus aisément maniables ni transportables ; en outre, les effets de retrait seraient plus à redouter. C'est là en effet l'écueil auquel on risque de se buter en coulant les volants d'une seule pièce. Si on ne prend pas des précautions spéciales, l'inégalité du retrait des différentes parties du volant entraîne des soufflures internes ou des ruptures pendant le refroidissement qui se produisent surtout à la jonction des bras avec la jante ou le moyeu. Il arrive souvent aussi que, bien qu'il ne se produise pas de rup-

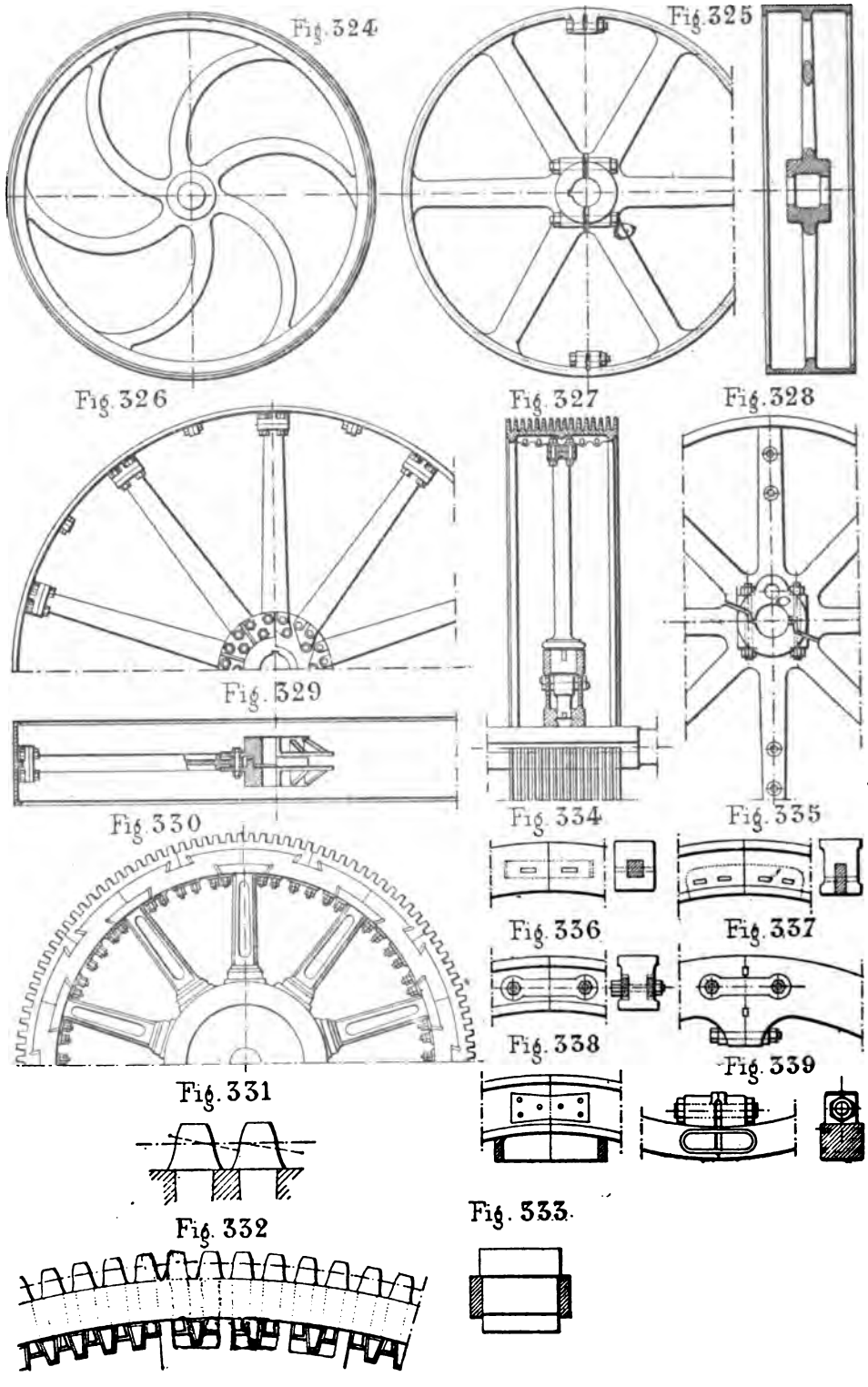


Fig. 322 à 339. — Volants et détails.

ture, le retrait amène la création d'efforts internes anormaux et d'une fatigue moléculaire que l'on ne peut évaluer, que souvent même on ne soupçonne pas, et qui mettent pour ainsi dire le métal constituant le volant dans un état d'équilibre instable ; il n'est plus à même de résister aux efforts internes qu'il devrait supporter et se rompt alors en service, souvent au bout d'un temps très court. Pour éviter ce grave inconvénient, il faut raccorder les bras à la jante et au moyeu par des congés de grand diamètre. Certains constructeurs vont plus loin et donnent aux bras une forme courbe comme on le voit figure 324, ces bras ont ainsi une certaine élasticité qui leur permet de se plier sans rompre aux efforts de retrait. Il est en outre préférable, au point de vue des effets du retrait, de disposer les bras en nombre impair afin qu'ils ne soient jamais diamétralement opposés, ce qui enlèverait beaucoup d'élasticité au volant. D'autres fois, pour éviter le même inconvénient, dans les volants de 3 à 5^{m}, on coupe la jante et le moyeu du volant suivant un diamètre (fig. 325), ce qui lui permet de prendre, sans création d'efforts internes, la forme que le retrait tend à lui donner. On vient ensuite compléter l'assemblage par des boulons et des couvre-joints.

On trouvera figures 334-339 les principaux dispositifs employés pour relier les fractions de jante lorsque celle-ci est coupée ou composée d'un nombre quelconque de parties jointives. Ces figures s'expliquent d'elles-mêmes, on voit que l'assemblage est opéré à l'aide soit d'entretoises et de clavettes, soit de pattes, noyées dans la jante et maintenues par des boulons, soit par des couvre-joints à queue d'aronde ou par des frettes, posées à chaud et embrassant un bossage constitué de deux parties venues chacune de fonte avec une des portions de la jante à réunir. Ces frettes seraient le plus recommandable de tous les assemblages, si l'on n'avait pas à craindre que, posées à chaud, elles ne soient, à l'état de repos du volant, soumises à des efforts internes, impossibles à évaluer, qui leur ôtent beaucoup de solidité. On peut les poser à froid à la presse en leur donnant des dimensions inférieures de quelques dixièmes de millimètre, aux diamètres du bossage sur lequel on les ajuste.

La figure 328 représente l'assemblage du moyeu pour un volant en deux pièces. Comme les bras sont en nombre pair et situés dans le prolongement l'un de l'autre, la coupure est oblique sauf sur une longueur de quelques centimètres du côté intérieur. Le serrage des deux parties est fait sur l'arbre, et non sur cales, au moyen de quatre boulons placés de chaque côté deux à deux. La clavette est placée à cheval sur la coupure.

Quelquefois, on ménage autour du moyeu, de chaque côté, une partie cylindrique et tournée, sur laquelle on force des frettes en acier. C'est le meilleur procédé.

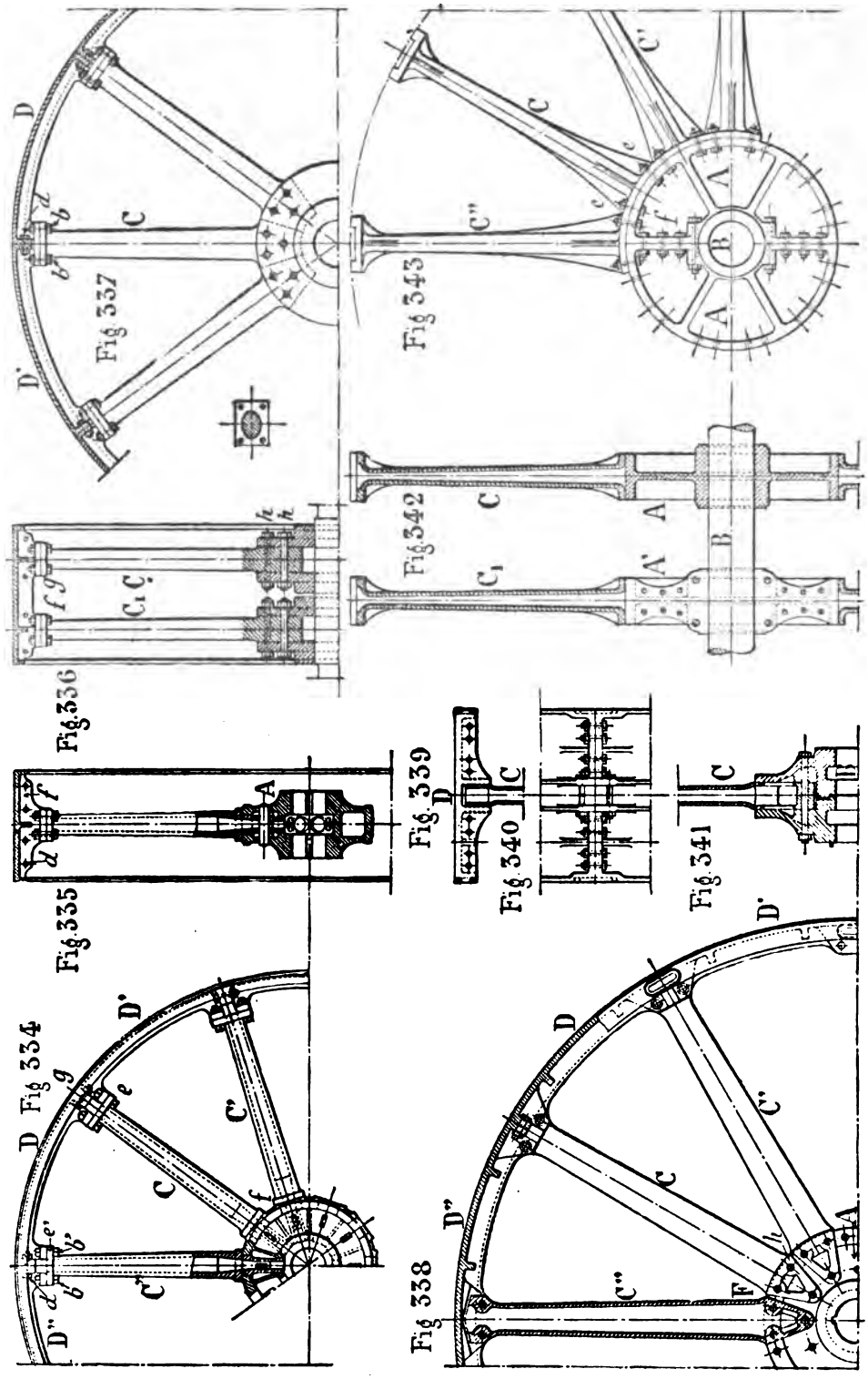


Fig. 334 à 343. — Volants de grand diamètre.

Les jantes des volants peuvent affecter des formes très différentes, suivant que ces volants sont ou non utilisés pour la transmission de la force aux appareils que commande la machine.

Quand le volant ne sert que d'appareil régularisateur, sa jante est toujours de section rectangulaire, la grande dimension disposée suivant le rayon. Quelquefois, elle présente une section à T.

Le plus souvent aujourd'hui, aussi bien dans les grandes que dans les petites machines, les volants servent de poulie de transmission. Trois sortes de transmission sont usitées : les engrenages, les courroies, les câbles.

Les engrenages, autrefois très employés, sont aujourd'hui à peu près tombés en désuétude à cause des chocs auxquels ils donnent lieu. Ils se plient d'ailleurs assez mal aux grandes vitesses actuellement usitées. La denture du volant est rapportée et, quand elle est métallique, composée de secteurs jointifs reliés entre eux et aux jantes par des queues d'aronde ou des clavettes et, en outre, maintenus de distance en distance sur la jante par des boulons (fig. 330 à 332).

Les dents sont presque toujours en bois dur et rapportées (fig. 332) sauf dans les machines de laminoirs où elles sont en acier moulé et venues de fonte avec les jantes.

Quand on emploie les courroies, la jante s'élargit et s'amincit par conséquent (fig. 325-326-336-339). On la consolide sur le bord, par une nervure circulaire placée du côté de l'axe. Dans les volants des grandes machines, la jante atteint souvent une largeur telle que l'on se trouve amené à l'emploi de deux files de bras, parallèles (fig. 342).

Avec les câbles, la jante présente souvent une largeur plus grande encore qu'avec les courroies ; elle est munie, à sa circonférence extérieure, de gorges circulaires et parallèles destinées à recevoir les câbles de transmission (fig. 327).

Au-delà de $5^m,00$ de diamètre on doit de préférence construire les volants en plusieurs pièces : bras, fractions de jante et de moyeu, ce qui facilite la construction et le montage et permet d'obtenir des volants entièrement sains dans lesquels on n'a plus à craindre aucun effet de retrait. Le mode de construction et d'assemblage de chacune de ces parties est extrêmement variable suivant les circonstances ou les préférences de chaque constructeur. Nous en donnerons quelques exemples.

Les figures 334-335 représentent un mode de construction qui convient aux volants de 6 à 7^m de diamètre. Le moyeu en fonte, A, est d'une seule pièce et fixé à la jante par deux clavettes, sa périphérie est formée par un disque plus étroit dans lequel sont ménagés des trous légèrement coniques, disposés suivant la direction des rayons et dans lesquels viennent s'engager l'extrémité

des bras qui y sont serrés au moyen de clavettes *f*. Les bras C, C', etc., en fonte, sont creux, de section circulaire et légèrement coniques. Ils se terminent, à une extrémité par une partie tournée qui s'engage dans les douilles du moyeu et, de l'autre, par une embase plate *e* qui vient s'ajuster sur une platine de même forme faisant saillie sur la partie intérieure de la jante. L'assemblage est maintenu au moyen de quatre boulons. La jante se compose de portions séparées D, D', D'', etc. réunies entre elles par des brides *g* et des boulons *d*. L'assemblage est en outre complété par l'embase terminant les bras qui est à cheval sur le joint. Dans tous les dispositifs que nous donnons en exemple, sauf celui de la figure 326, on a adopté une pareille disposition et la coupure séparant les fractions de jante est située dans l'axe des bras.

On trouvera figures 338-339 une disposition un peu différente de la précédente, appliquée à un volant de $9^m,00$ de diamètre. Le moyeu se compose de deux parties A et A' réunies par des boulons transversaux. Les bras C, C', C etc. sont creux et de section elliptique. Du côté de l'arbre, ils se terminent par une partie triangulaire fixée au moyeu par trois boulons transversaux. Cette disposition, moins coûteuse que la précédente, est un peu moins bonne, car les naissances des bras ne sont pas emboîtées dans le moyeu et tout l'effort est supporté par les boulons. Ces bras se fixent à la jante d'une manière analogue au moyen de deux boulons placés de part et d'autre du joint des fractions de jante attenantes. Celles-ci, désignées par D, D', D'', sont en outre réunies par des brides transversales et des boulons *d*, que l'on voit très clairement dans la vue en plan. La jante a une section en U et comporte une partie cylindrique *f*, qui reçoit la courroie, consolidée par deux ailes intérieures. L'assemblage des segments constituant la jante est consolidé extérieurement par des étriers, formant frettes, forcés sur des bossages venus mi-partie sur chaque segment et en outre noyés dans l'épaisseur.

Cette disposition est à rapprocher de celle qui est représentée figure 339, mais où les joints des fractions de jante sont entre les bras.

Les figures 336 et 342-343 représentent les détails d'assemblages de grands volants de 8 à 10 mètres à double file de bras.

Dans la première figure, il y a deux moyeux constitués chacun par deux disques qui viennent serrer les secteurs jointifs formant l'extrémité des bras à l'aide des boulons *h*. Les bras, en fonte, creux et de section circulaire, se terminent du côté du moyeu par une partie plate affectant de profil la forme du secteur de la circonférence qu'ils embrassent; ces portions se touchent une fois le montage opéré et remplissent complètement l'intervalle laissé libre entre les deux disques constituant chaque moyeu. L'autre extrémité se termine comme plus haut par une embase rectangulaire s'assemblant à la jante au moyen de quatre boulons. Les portions de jante sont constituées comme dans l'exemple précédent et sont en outre consoli-

dées par deux nervures parallèles circulaires, correspondant à l'axe de chaque bras.

Le volant de la figure 343 diffère de ce dernier surtout en ce que les bras viennent s'assembler à la circonférence extérieure des moyeux tournés A et A′ par des embases qui en épousent la forme et y sont fixées par deux boulons *e*. Ces bras sont creux, de section circulaire et consolidés par des nervures. Leur assemblage à la jante se fait comme plus haut. Chaque moyeu est constitué d'un disque formé de deux parties semi-circulaires A et A_1 réunies par un joint diamétral et deux rangées de boulons *f*. Ils sont en section à I et armés par des nervures rayonnantes.

On peut, avec avantage, dans ces volants faire un moyeu commun aux deux files de bras *c*.

Nous citerons pour mémoire les volants à bras en tôle tels que celui de la grande machine exposée par MM. Farcot en 1889. C'est là un genre de construction très remarquable assurément, mais coûteux et qui n'est à recommander que pour les cas exceptionnels et quand il est nécessaire, dans de très puissantes machines, d'avoir des volants à la fois légers et puissants. C'était le cas de l'appareil dont nous venons de parler.

On a tendance, depuis quelques années, à employer des moyeux en une seule pièce, consolidés par des frettes en acier posées à chaud et entrés à la presse hydraulique sur l'arbre, sans clavetage. Ce dispositif présente l'avantage que, tout en garantissant une adhérence suffisante pour permettre en fonctionnement normal l'entraînement complet du volant, il n'y a pas de liaison absolument rigide entre l'arbre et son volant. Si donc la machine est brusquement arrêtée par la rupture d'un organe ou la présence d'un corps étranger dans le cylindre, le volant, au lieu de se briser et d'ajouter par son inertie aux avaries déjà produites, n'étant maintenu par aucune clavette, tournera sur l'arbre d'un certain angle. Son énergie ne sera plus instantanément dépensée en causant de graves accidents, mais progressivement détruite sans qu'il se produise de rupture. Cependant un serrage trop prononcé du moyeu sur l'arbre produirait le même effet qu'un clavetage.

Dans les grandes machines d'usines, on garnit souvent l'intérieur du volant, entre le moyeu et la jante de douves jointives en bois dur verni : chêne, teak, acajou, noyer, qui diminuent la résistance de l'air et la ventilation produite par la révolution des bras ; c'est en outre une mesure de sécurité qui protège le personnel et empêche qu'il ne puisse être blessé par les rayons du volant.

Les précautions à prendre dans le montage des volants consistent surtout à éviter l'*excentricité* et le *faux rond*. S'il existe une certaine excentricité, même légère, le volant fait l'effet d'un contrepoids tendant, lorsque la machine est stoppée, à la ramener toujours dans la même position. Ce n'est point là le rôle d'un volant qui doit être en équilibre parfait autour de son

axe. Quant au faux rond, il est toujours l'indice d'une construction peu soignée et d'un outillage défectueux.

Les deux *desiderata* que nous venons d'énumérer sont quelquefois d'une réalisation assez difficile quand le volant est fixé sur l'arbre au moyen de clavettes et que son moyeu est percé d'un trou de diamètre sensiblement plus grand que celui de l'arbre. La pratique dont nous avons parlé et qui consiste à forcer à la presse les arbres dans les moyeux des volants alésés au même diamètre assure, sans précautions spéciales, la rectitude du montage, du moment que l'arbre est droit et que l'alésage du moyeu est parfaitement normal au plan moyen du volant, conditions facilement réalisables en pratique.

Les boulons d'assemblage des fractions de jante doivent avoir un diamètre à peine inférieur à celui des trous dans lesquels ils doivent passer ; ils ne doivent y entrer qu'à coups de marteau et à frottement très dur. C'est le seul moyen d'empêcher qu'il ne se produise de jeu et de diminuer la fatigue de ces boulons.

CHAPITRE XII

LES ORGANES DE LA DISTRIBUTION

Notions générales sur les organes de distribution. — Tiroirs simples à coquille, à doubles orifices. — Tiroirs cylindriques. — Éléments de la régulation et réglage des tiroirs. — Recouvrements et angles de calage. — Mode de construction des principaux systèmes de tiroirs. — Tiges de tiroir. — Compensateurs. — Avantages et inconvénients des tiroirs ; distributions à déclic et à quatre obturateurs. — Etude des différents genres de distributeurs employés dans la pratique : distributeurs cylindriques, tiroirs à grille, soupapes équilibrées. — Dash-pots.

Mode de commande des tiroirs. — Excentriques et leurs barres, mode de construction et proportions. — Coulisses de changement de marche, mode de contruction et proportions. — Appareils de mise en train ou de changement de marche, à main et à vapeur.

101. — La Machine à Vapeur est munie d'organes spéciaux dont le rôle consiste à assurer, dans les conditions les plus satisfaisantes, en ce qui a trait au fonctionnement et au rendement, la distribution de la vapeur sur les deux faces du piston. Ces organes comprennent un ou plusieurs distributeurs, placés contre le cylindre, et un mécanisme de commande qui les actionne en empruntant son mouvement à l'arbre de la machine et quelquefois à la bielle motrice.

Le cadre de cet ouvrage et le programme que nous nous sommes posé ne nous permettent pas de passer en revue tous les systèmes, si nombreux et si différents, réalisés dans ce but. Nous devrons nous contenter d'examiner le mode de construction des principaux organes qui les composent et seulement les plus usités d'entre eux. Il est préférable, croyons-nous, de poser quelques principes généraux et pratiques plutôt que de nous livrer à une étude, nécessairement incomplète, de dispositifs dont on pourra trouver ailleurs des descriptions et dont la connaissance détaillée ne nous paraît réellement nécessaire qu'en vue d'applications spéciales.

Nous nous bornerons donc à l'étude des organes de distribution les plus répandus sans insister sur les combinaisons ingénieuses de mécanismes et de décliquetages qui varient à l'infini.

De même, nous ne dirons rien du tracé graphique des distributions dont la théorie doit être connue des personnes auxquelles s'adresse cet ouvrage et qui sont exposées en détail dans un si grand nombre de Traités et d'Aide-mémoires. C'est là une de ces questions théoriques sur lesquelles abondent les documents de toute nature et que l'on enseigne dans les Ecoles. Notre but étant précisément de condenser, sous une forme succincte, les indications et renseignements pratiques qui ne se trouvent pas ordinairement dans les livres, nous ne pouvons nous étendre sur un sujet aussi connu.

102. — La Distribution de la Vapeur dans le cylindre est effectuée soit au moyen d'un *tiroir* actionné par un excentrique, soit à l'aide de *distributeurs* ou d'*obturateurs*, de formes très variables, indépendants, placés aux extrémités du cylindre et commandés par un ou plusieurs excentriques, le plus souvent à déclic avec rappel par ressorts, du moins pour l'admission.

Le premier système est toujours appliqué aux appareils à renversement de mouvement, soumis à des conditions de service qui exigent une grande simplicité, tels que les *locomotives* et les *machines marines*, en outre aux machines fixes de petites dimensions et à *grande vitesse*, aux locomobiles et aux *appareils semi-fixes*.

Le second est aujourd'hui en grande faveur pour les types ordinaires de *machines fixes*.

Nous avons discuté ailleurs, dans le chapitre relatif au choix du type de machine à adopter, les avantages ou les inconvénients respectifs des deux genres de distribution, nous ne ferons que les rappeler succinctement.

Pour opérer une certaine période de détente avec des tiroirs ordinaires à coquille, on est amené à élargir les barrettes du tiroir du côté extérieur ; il faut donc caler l'excentrique sur l'arbre avec un angle d'avance, par rapport à la manivelle, de 30° environ, de telle sorte que les lumières soient, malgré le recouvrement, légèrement ouvertes à la vapeur du côté de l'admission, de la quantité appelée avance *linéaire*, quand le piston est à fond de course. A un recouvrement donné invariable, à un angle de calage défini et à une course donnée du tiroir correspond un degré déterminé d'admission.

Normalement, les éléments de la distribution sont calculés en vue d'une introduction maximum variant entre 0,80 et 0,65 suivant les cas. Pour augmenter le degré de détente, on diminue la course du tiroir à l'aide d'appareils connus sous le nom de coulisses ; la durée de la période d'admission est ainsi abrégée puisque les barrettes du tiroir viennent plus tôt recouvrir les

orifices. En outre, certaines coulisses, les plus simples et les plus répandues, donnent lieu à des avances variables qui augmentent ou diminuent avec la période de détente.

De ce qui précède, il est facile de déduire les inconvénients que présentent les distributions de ce genre dès que le degré de détente devient un peu considérable.

La vitesse du tiroir, déjà faible à l'état normal, diminue encore quand on réduit sa course ou, ce qui revient au même, la période d'admission. Les lumières ne s'ouvrent et ne se ferment qu'avec lenteur, étranglant l'orifice de vapeur et le fluide, se *laminant*, ne pénètre plus dans le cylindre qu'à une pression sensiblement inférieure à celle qu'il possède dans la boîte à tiroir.

Les phases de l'échappement étant solidaires de celles qui règlent l'admission, si l'avance à l'introduction augmente, l'avance à l'échappement croîtra également ainsi que la période de compression qui en est dans la dépendance.

Il en résultera, si la détente est poussée un peu loin, par exemple au-delà de trois à quatre volumes, un véritable dérèglement de la distribution. Entre les limites pratiques, ces inconvénients du tiroir ordinaire n'ont pas, comme on l'a cru longtemps, d'action marquée sur la consommation de vapeur ; ils ont seulement pour effet de diminuer, pour un volume donné du cylindre, la puissance de l'appareil, puisque la pression moyenne pendant la période d'admission se trouve réduite par suite du laminage.

En résumé, si on en excepte les locomotives, les distributions par tiroir conviennent surtout aux machines dans lesquelles la période d'introduction ne s'abaisse pas normalement au-dessous de 0,55, c'est-à-dire aux appareils à triple et à quadruple expansion. En outre, leur grande simplicité et la facilité avec laquelle elles s'adaptent aux changements de marche les approprient tout particulièrement aux locomotives et aux machines de bateau.

On peut remédier en partie aux inconvénients des tiroirs en les fractionnant en deux parties dont l'une, appelée *plaque* ou *tiroir de détente*, se meut sur le dos de l'autre, nommé *tiroir de distribution*, et se trouve actionnée soit par un excentrique spécial soit, pendant une période de la course du tiroir principal comme dans la distribution Farcot, par l'excentrique de distribution. On établit ainsi une indépendance à peu près complète entre les variations de la détente et les phases d'échappement. En outre, en disposant les deux tiroirs de telle sorte qu'ils se meuvent en sens contraire au moment de la fermeture des lumières, on peut doubler la vitesse de fermeture et diminuer le laminage en proportion.

Néanmoins, dans l'état actuel de la machine à vapeur, l'usage des tiroirs de détente n'est plus qu'une solution bâtarde présentant une complication comparable à celle des distributions à déclic sans en offrir les avantages.

Les distributions à obturateurs indépendants placés deux par deux dans les bouts du cylindre effectuent une distribution beaucoup plus rationnelle, bien que cet avantage soit acheté, dans certains cas, au prix d'une complication ou d'une délicatesse d'organes qui doit les faire repousser pour quelques applications. Il ne faut pas se laisser entraîner par les déductions de la logique mais, avant de se décider dans un sens ou dans l'autre, examiner ce que vaut en pratique, dans le cas considéré, l'avantage qu'offrent ces distributions. Absolument parlant, ils consistent surtout dans la réduction du laminage et du volume des espaces morts, et dans l'indépendance partielle existant entre les phases d'admission et d'échappement, qui permet de varier le degré de détente sans causer de perturbation dans les autres phases.

103. — Les Tiroirs de Distribution ne souffrent que peu de modifications dans leur forme quand ils sont appliqués aux locomotives et aux machines marines, en somme à tous les appareils à renversement de mouvement. Dans les machines fixes au contraire, on emploie une très grande variété de tiroirs inspirés généralement par désir de diminuer le volume des espaces morts ou de permettre de faibles admissions. A cet effet, tantôt on les fractionne en deux parties solidaires de la même tige et coulissant sur deux glaces distinctes situées aux extrémités du cylindre, tantôt on les munit de tiroirs de détente actionnés par un excentrique spécial ou de plaques de détente à toc ou à déclic. Il ne nous appartient pas d'entrer ici dans la description du nombre considérable de dispositions imaginées dans ce but et nous nous en tiendrons aux organes dérivés du tiroir ordinaire à coquille, d'autant plus que les remarques qui peuvent être présentées à leur sujet s'appliquent en partie aux autres systèmes.

Dans les locomotives, les machines fixes à grande vitesse et les machines d'embarcations on n'emploie, sauf de rares exceptions, que le tiroir à coquille ordinaire. Dans les appareils de navigation on fait usage du tiroir plan à doubles orifices ou du tiroir cylindrique.

Les tiroirs se font en bronze ou en fonte pour les premières, toujours en fonte pour les secondes.

La fonte offre le double avantage de coûter moins cher et de présenter un meilleur frottement que le bronze — les glaces des cylindres étant elles-mêmes en fonte — et surtout de nécessiter un graissage moins abondant. Toutefois on peut présenter à ce sujet les mêmes observations que pour les bagues de piston. Si la fonte composant le tiroir est trop dure, et, à cause de la petitesse des pièces, on n'est pas toujours maître d'empêcher une certaine trempe par refroidissement rapide, elle use rapidement la glace, ce qui occasionne un entretien coûteux. On y a quelquefois remédié en ajoutant, sur la table, une glace rapportée, en fonte dure, tenue au cylindre à l'aide de vis

noyées dans l'épaisseur. Cette glace pouvant être plus dure que le cylindre s'use moins vite et peut en tout cas se remplacer facilement et à peu de frais ; toutefois, elle constitue une complication notable et ces glaces rapportées sont sujettes à se voiler.

Il est préférable, néanmoins, que l'usure porte en entier sur le tiroir et non sur la glace. En effet, dans les machines locomotives ou marines avec distribution par coulisse, on opère la détente en diminuant la course du tiroir. Il en résulte que la durée de la marche avec détente étant, surtout pour les locomotives, beaucoup plus grande que celle à admission maximum, la glace s'use davantage en son milieu et devient rapidement concave ; cela cause des fuites de vapeur sous le tiroir qui s'use parallèlement et ne s'applique plus contre la glace sur toute sa surface.

Pour remédier à ce grave inconvénient, beaucoup de Compagnies de chemin de fer font leurs tiroirs en bronze de sorte que les glaces ne s'usent plus d'une manière appréciable. Cette pratique, très recommandable pour les locomotives, où l'on marche le plus souvent à de faibles admissions, n'est pas avantageuse pour les machines de bateau dans lesquelles le degré d'admission et par conséquent la course du tiroir ne varient qu'entre d'étroites limites et dans cette application, le bronze n'a plus que des inconvénients. Son prix est plus élevé, il présente un moins bon frottement et grippe facilement dès que le graissage devient insuffisant. Aussi n'est-il jamais employé.

Dans la Marine française on a pendant longtemps garni d'antifriction, sur toute leur surface, les tables des cylindres et les glaces des tiroirs, mais cette pratique assez coûteuse est abandonnée peu à peu.

104. — Les Tiroirs usités dans les machines à vapeur appartiennent à trois classes distinctes :

Les *tiroirs simples* ou à *coquille*, *à simples orifices* ;

Les *tiroirs à orifices multiples* ;

Les *tiroirs cylindriques* ou *à piston*.

Les premiers sont à peu près uniquement employés dans les locomotives, les locomobiles et les petites machines fixes ou semi-fixes. Les autres s'appliquent d'une manière à peu près générale aux appareils de navigation et aux machines fixes non munies de distributions à déclic, surtout aux machines à grande vitesse.

105. — Le Tiroir à Coquille est le plus simple de tous les distributeurs car il se compose d'un organe unique, de forme rudimentaire, chargé de fonctions complexes et assurant toutes les phases de la distribution.

On en trouvera un exemple figures 345-349.

Ainsi qu'on peut le voir figure 349 représentant le tiroir en coupe

longitudinale, les deux conduits de vapeur, *aa'* servant alternativement à l'admission et à l'échappement de la vapeur à chaque extrémité du cylindre, débouchent sur une glace parfaitement dressée XY, placée dans la boîte du tiroir où se rend directement la vapeur des chaudières. Le conduit d'échappement *b*, plus large que les précédents puisqu'il est destiné à livrer passage à la vapeur détendue, débouche sur la même glace entre les deux autres.

Ces conduits sont de forme rectangulaire, parallèles et beaucoup plus longs que larges afin que, pour découvrir une large section de passage à la vapeur, le tiroir n'ait à se déplacer parallèlement à lui-même que d'une faible quantité.

Au-dessus de ces lumières, est placé le tiroir A formé par une boîte métallique ouverte seulement sur sa face inférieure regardant la glace. Il se compose des deux barrettes transversales BB' et des deux patins longitudinaux DD' placés dans un même plan, parfaitement ajustés sur la glace du cylindre contre laquelle elles viennent frotter dans le mouvement le tiroir, de manière à former un joint étanche. Dans sa position moyenne, le tiroir recouvre à la fois les trois orifices ; la vapeur qui l'entoure et le presse sur sa glace ne peut pénétrer dans le cylindre. Si on communique au tiroir un mouvement de gauche droite tel que l'orifice *a* soit démasqué par la barrette B, la vapeur pénétrera dans le cylindre et poussera le piston de la gauche vers la droite. En même temps, la cavité intérieure du tiroir, qui est toujours en communication avec le condenseur par l'orifice *b*, vient découvrir la lumière *a'* et permet, sur la face avant du piston, l'échappement de la vapeur qui a agi précédemment. Quand le piston a parcouru une certaine fraction de sa course, le tiroir revient en sens inverse et se trouve, s'il n'y a pas de détente, ramené à sa position moyenne quand le piston atteint l'autre extrémité de sa course. Il la dépasse ensuite du côté gauche et la barrette B' du tiroir vient démasquer l'orifice *a'* où la vapeur s'introduit à son tour tandis que l'échappement se produit sur la face opposée. Ces différentes phases se renouvellent successivement pour que la distribution de la vapeur puisse s'effectuer dans les conditions nécessaires afin d'assurer la marche régulière du piston et par conséquent le mouvement continu de rotation de la machine.

Le mouvement du tiroir est obtenu au moyen d'une transmission et dérivé de l'arbre à l'aide d'une petite manivelle ou d'un excentrique.

Si, comme nous venons de le supposer, les barrettes BB' du tiroir présentent la même largeur que les orifices du cylindre, le tiroir devra être à mi-course quand le piston se trouvera à l'extrémité de la sienne et inversement. Il faudra donc que l'excentrique soit calé à angle droit de la manivelle.

Mais, en pratique, les barrettes BB' sont toujours plus larges que les ori-

fices. Pour que la vapeur puisse fonctionner avec détente, il est nécessaire de supprimer son introduction dans le cylindre à une certaine fraction de la course du piston, au lieu de l'admettre pendant toute la course comme le suppose le fonctionnement du tiroir tel que nous venons de le décrire. On donne alors aux barrettes du tiroir un certain recouvrement.

En outre, afin de combattre à bout de course l'inertie des organes alternatifs et pour que la pression de la vapeur ait le temps de s'établir dans le cylindre au début de la course rétrograde, il est nécessaire de donner au tiroir une certaine *avance*.

Le *recouvrement* consiste dans le prolongement de la barrette du tiroir au-delà de la largeur de l'orifice de manière que ce dernier soit recouvert et fermé avant que le tiroir soit à mi-course, ce qui diminue la période d'introduction dans le cylindre. Plus le recouvrement est considérable, plus longtemps l'orifice sera recouvert par le tiroir et plus grande sera par conséquent la période de détente à l'intérieur du cylindre.

L'*avance linéaire* est la quantité dont le tiroir, supposé sans recouvrement, est écarté de sa position moyenne lorsque le piston est à fond de course. S'il existe un recouvrement, l'avance est la quantité dont l'orifice est ouvert à la vapeur quand le piston est à bout de course de ce côté. Elle constitue un complément indispensable du recouvrement puisqu'elle doit, pour que le tiroir ouvre à la vapeur avant que le piston soit au bout de sa course, être égale à la valeur du recouvrement augmenté de la hauteur dont la lumière est découverte du côté extérieur à fin de course du piston. Supposons (fig. 345) que, le tiroir étant à mi-course, les deux lumières soient recouvertes. On appelle *recouvrement extérieur* la quantité dont les barrettes du tiroir dépasseront la lumière du côté extérieur. L'*avance linéaire* sera la quantité dont l'orifice d'admission est ouvert quand le piston, de ce côté, sera au point mort.

L'avance à l'échappement est plus considérable que l'avance à l'admission puisque nous avons supposé qu'il n'y avait pas de recouvrement de ce côté et que la lumière est par conséquent ouverte à l'échappement bien avant que le piston ne soit à bout de course du côté opposé au cylindre et que l'admission de la vapeur n'y ait commencé sur son autre face. Il doit en être ainsi jusqu'à un certain point, la vapeur qui a agi devant avoir complètement évacué le cylindre avant que le piston ne commence sa marche rétrograde et la faible pression qu'il possède ralentissant son échappement. Toutefois, on peut craindre parfois que l'avance à l'échappement ne soit trop considérable et ne diminue outre mesure la période de détente. On donne alors un certain *recouvrement intérieur* (fig. 345). Ce recouvrement doit être beaucoup plus faible que le recouvrement extérieur, car l'avance à l'échappement doit être plus grande que l'avance à l'admission et parce qu'en lui donnant une trop

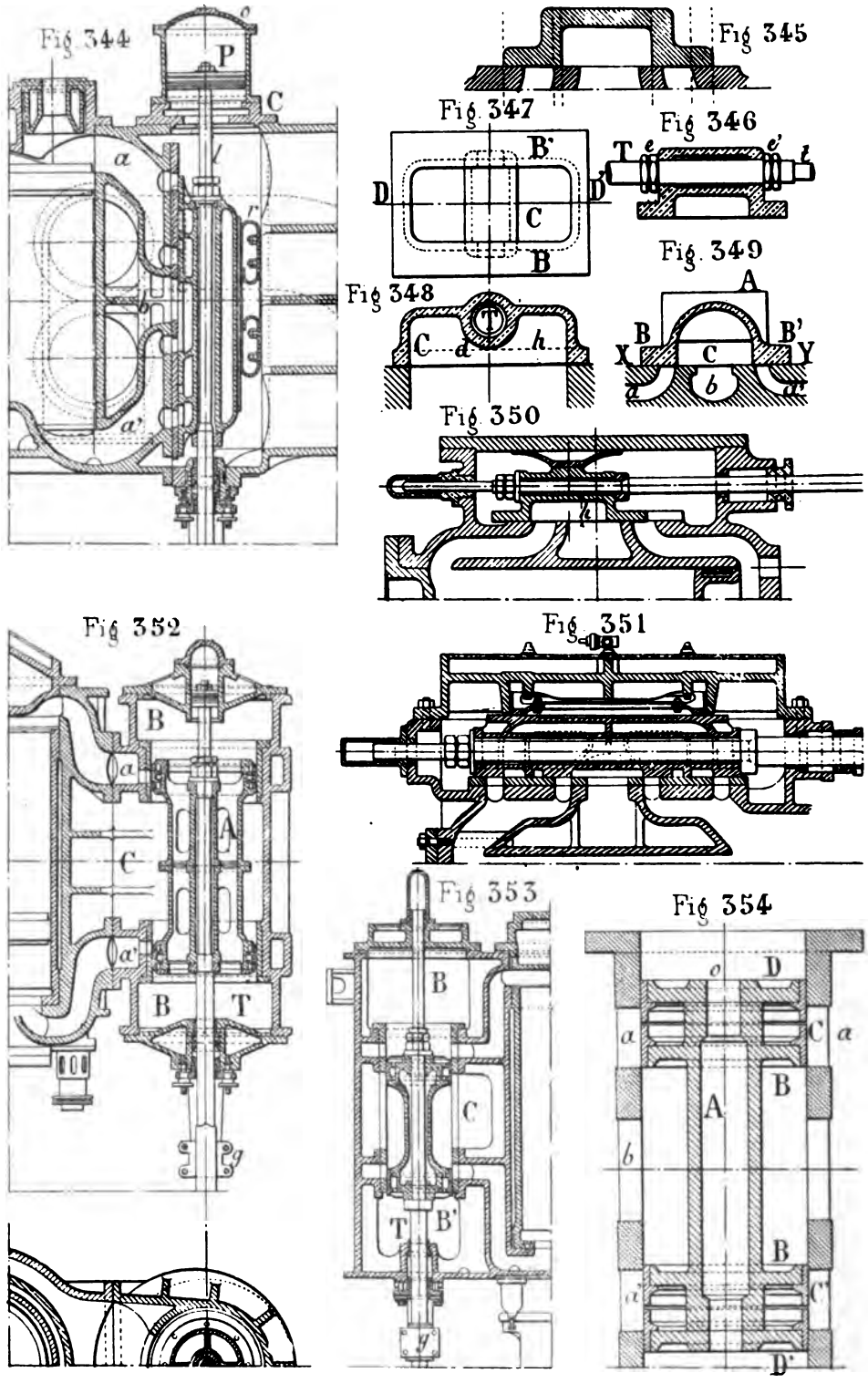


Fig. 344 à 354. — Tiroirs de distribution.

grande valeur on exagérerait la compression qui commencerait plus tôt, la lumière étant plus rapidement fermée à l'échappement.

L'excentrique sera calé par rapport à la manivelle, à un angle de $90° + \theta$, θ correspondant à l'*angle d'avance* nécessaire pour tenir compte du recouvrement et de l'avance linéaire. Cet angle d'avance est généralement en pratique de 30° à 40°, ce qui donne un angle total de calage de 120° à 130°.

106. — La Largeur et la Hauteur des orifices de vapeur sont déterminées, comme nous l'avons vu, en fonction de la vitesse du piston et de certaines considérations pratiques ; les éléments du tiroir : avance, recouvrement et course sont déduits de l'épure de distribution tracée en vue d'obtenir dans telles ou telles conditions, les degrés de détente demandés.

Pour le tracé de ces épures nous renvoyons aux nombreux ouvrages qui ont traité cette question et ne sauraient nous occuper ici.

Nous rappellerons simplement que, là où on désirera surtout une solution rapide pour un avant-projet, on pourra avoir recours au tracé de Zeuner et que pour des solutions rigoureuses on devra préférer l'épure en œuf, mais surtout l'épure sinusoïdale, la seule d'ailleurs qui soit employée dans la Marine.

L'avance à la vapeur n'est qu'en partie proportionnelle aux dimensions et à la puissance de la machine. Elle varie de 4 à $10^m/^m$ mais surtout suivant la vitesse du piston. Elle peut atteindre la même valeur, $8^m/^m$ par exemple, dans une machine à grande vitesse possédant un cylindre de $0^m,45$ seulement que dans un appareil à marche lente présentant un cylindre de $1^m,50$.

Le recouvrement intérieur n'est jamais que de quelques millimètres, il est souvent nul et même négatif (de 1 à $2^m/^m$ de découvrement) dans les machines à grande vitesse.

Le recouvrement extérieur, toutes choses égales d'ailleurs, est proportionnel à la hauteur de l'orifice. Pour des orifices de même hauteur, il est au contraire proportionnel au rapport de détente.

La demi-course du tiroir est égale au recouvrement, augmenté de l'ouverture maximum des lumières à l'admission. Dans les petites machines fixes et les locomotives, l'ouverture maximum est souvent égale ou même un peu supérieure à la hauteur des lumières. Dans les machines marines, elle est toujours inférieure à cette quantité. La section de la lumière étant supposée calculée en vue de l'évacuation, on ne considère pas qu'il soit nécessaire de la découvrir en grand pour l'admission et on préfère diminuer la course du tiroir.

A cause de l'obliquité des bielles, on ne peut obtenir des phases de distribution égales des deux côtés ce qui, dans les limites usuelles, ne présente pas un grand inconvénient. C'est là une question traitée en détail dans les ouvrages relatifs aux distributions.

107. La Forme Généralement donnée au Tiroir Simple est représentée figures 346-349 en coupe longitudinale ou transversale et en plan.

Les barrettes sont plus épaisses que le corps même du tiroir, dans la proportion de 1 à 1,5 environ, pour tenir compte de l'usure à laquelle elles sont soumises et des rabotages qu'il faudra faire subir de temps à autre à leur surface en contact avec la glace.

La face inférieure du tiroir est rabotée avec grand soin, puis terminée à la gratte et rodée sur sa glace de façon qu'elle porte également en tous ses points.

Les arêtes sont aussi rabotées et limées de façon que les barrettes présentent très exactement les dimensions indiquées par l'épure de distribution.

Le tiroir est entraîné par une tige T qui sort de la boîte à vapeur à travers un presse-étoupes ; il se prolonge quelquefois, du côté opposé, par une contretige *t* destinée à la guider et qui coulisse dans une bague comme on le voit figures 346-350. S'il n'y a pas de contretige, pour assurer le mouvement rectiligne du tiroir, on le guide de chaque côté par deux épaulements venus de fonte avec la table et rabotés.

Au dehors, la tige de tiroir coulisse dans un guide ajustable en deux parties que l'on voit en U figure 429. La tige, à l'intérieur de ce guide, est généralement cylindrique mais renflée, de manière à présenter une surface frottante suffisante.

Le guide, en fonte, est en deux parties démontables, réunies par quatre boulons, car la tige présente à ses extrémités des renflements ou des saillies qui ne passeraient pas à travers le guide si celui-ci était d'une seule pièce.

Ce guide est en fonte et tenu sur le fond de la boîte à tiroir au moyen d'une fourche à deux patins. Il est souvent, dans les grandes machines, muni intérieurement d'une bague en deux pièces, en bronze, formant coussinets et que l'on remplace après usure.

La hauteur intérieure h du tiroir doit être *au minimum* égale à la hauteur h' des lumières du cylindre (fig. 350), car la section de passage, pendant l'échappement, ne doit pas être resserrée et le tiroir a la même largeur que ces orifices. Comme on a intérêt à ne pas augmenter le volume du tiroir et par conséquent l'encombrement et le poids de sa boîte, il est rare que l'on donne à h une valeur supérieure à $1,5\,h'$ si ce n'est dans les très petites machines.

La distance qui sépare le tiroir des parois intérieures de sa boîte doit, pour les mêmes raisons, n'avoir que la valeur strictement nécessaire à la libre circulation de la vapeur, à moins que cette boîte ne soit, comme figure 40, formée par la capacité comprise entre les cylindres dans les machines à double et triple expansion et constituant le réservoir intermédiaire.

La glace sera placée aussi près que possible du cylindre. On doit toute-

fois ménager, pour le conduit d'échappement, une section, mesurée dans le plan transversal médian du tiroir, au moins égale à la moitié de celle du tuyau d'échappement.

Le tiroir doit être relié à sa tige par un procédé qui l'en rende indépendant dans le sens transversal afin qu'il puisse s'appliquer en toutes circonstances sur sa glace sous l'action de la vapeur, même en cas d'une légère erreur dans l'alésage du presse-étoupes ou du montage de la tige et après usure des barrettes ou de la table du cylindre.

A cet effet, on emploie deux systèmes distincts.

Le premier est usité pour les locomotives et dans les applications où le tiroir présente une forme très aplatie. La tige, au lieu de traverser le tiroir, porte un cadre venu de forge qui l'entoure et se trouve ajusté sur lui à frottement très doux.

Les parois extérieures verticales du tiroir doivent porter, aux angles et en leur milieu, des bossages formant légèrement saillie, sur lesquels ce cadre vient s'ajuster de manière qu'il ne porte pas sur toute la surface. Quelquefois, les bossages sont ménagés à l'intérieur du cadre et la surface du tiroir est lisse.

L'inconvénient de ce dispositif réside surtout dans l'encombrement que présente la tige portant un tel cadre venu de forge. Sa mise en place présente quelques difficultés et il faut ménager un couvercle de très grandes dimensions. On doit en effet entrer la tige dans son presse-étoupes, du côté intérieur, en l'inclinant.

Le second dispositif est beaucoup plus répandu, c'est à peu près le seul qui soit usité pour les machines fixes et marines. La tige du tiroir traverse le tiroir à l'intérieur d'un canal venu de fonte et de diamètre légèrement supérieur, de telle sorte qu'il y ait un jeu transversal de 5 à $10^{m}/^{m}$ suivant les dimensions du tiroir. Ce dernier est maintenu, dans le sens longitudinal, par deux écrous *e* vissés sur des parties filetées de la tige et faisant saillie (fig. 358) avec interposition de deux rondelles *rr'*. Deux contre-écrous empêchent le desserrage.

La présence des deux écrous permet de régler facilement, avec la plus grande précision, la position du tiroir sur sa glace de telle sorte qu'il occupe exactement la position voulue par rapport aux lumières. On ne doit pas opérer de serrage des écrous sur leur rondelle, afin que le tiroir reste libre de s'appliquer sur sa glace. On doit simplement les amener en contact du tiroir de manière qu'il n'y ait pas de jeu sensible.

Souvent, comme il est représenté figure 351, on se dispense de placer deux écrous sur la tige. L'un d'eux, celui qui est tourné du côté de l'arbre, est remplacé par une rondelle rapportée et que l'on ne vient glisser sur la tige qu'après sa mise en place dans la boîte, ce qui permet de faire le guide

Fig. 355

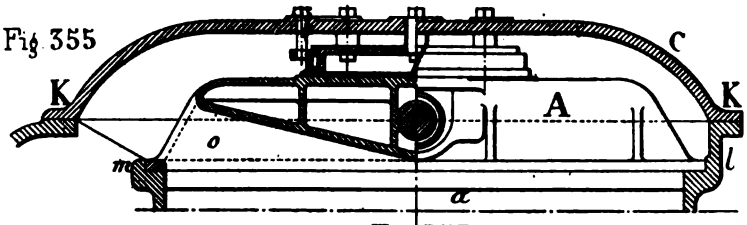


Fig. 356

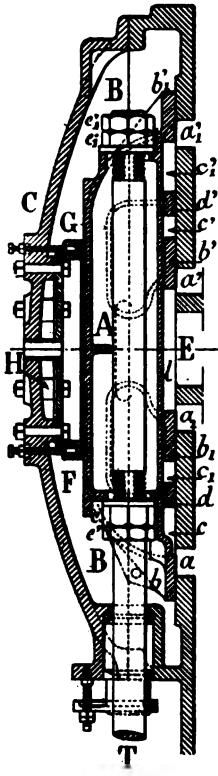


Fig. 357

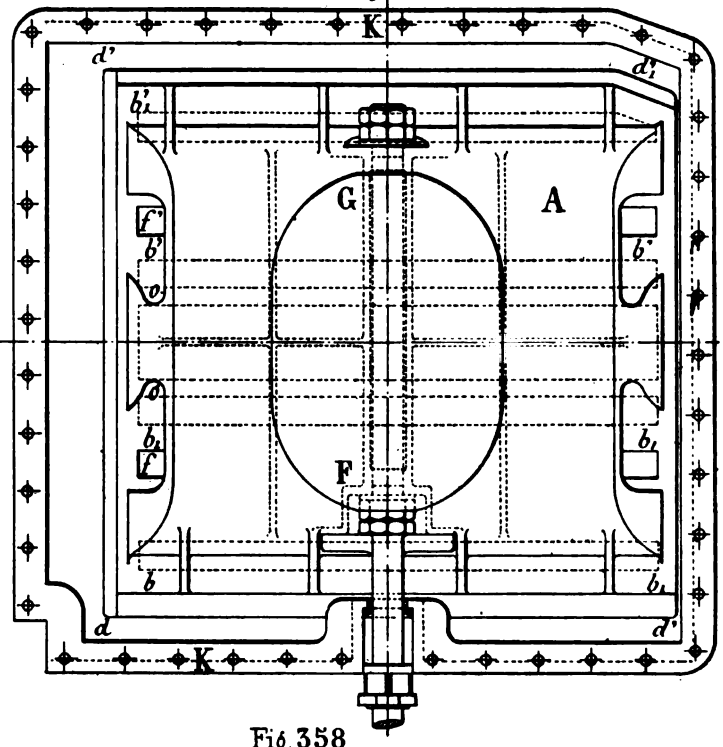


Fig. 358

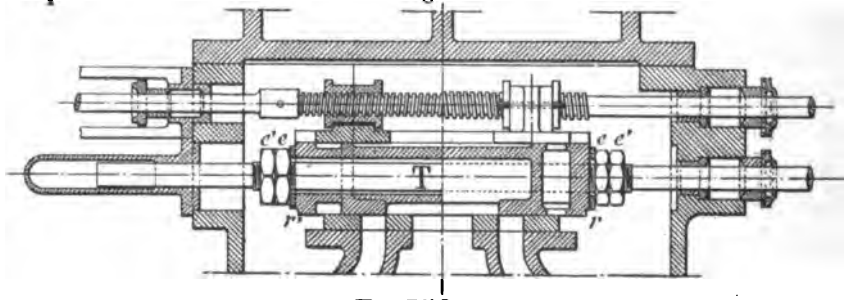


Fig. 359

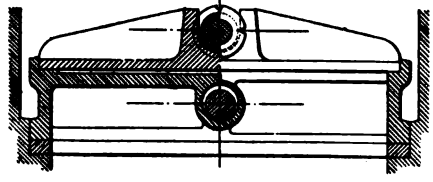


Fig. 355 à 357. — Tiroir à doubles orifices.
Fig. 358-359. — Tiroir avec plaques de détente.

de la tige de tiroir en une pièce ainsi que la bague de fond du presse-étoupes. On règle la position du tiroir en limant la rondelle ou en augmentant sa hauteur avec des cales minces.

Les filetages s'abîment rapidement dans la vapeur, aussi quelques constructeurs préfèrent-ils fixer le tiroir avec des goupilles et opérer le réglage à l'aide d'écrous extérieurs. Ce réglage consiste alors à augmenter ou diminuer la distance qui sépare le tiroir de l'axe du tourillon d'articulation de la barre d'excentrique ou de la coulisse. Avec l'assemblage à cadre, c'est le système de réglage que l'on doit toujours employer.

On trouvera figure 350 la courbe longitudinale du tiroir et de sa boîte pour une petite machine marine.

La position qu'occupe la boîte à tiroir par rapport à l'arbre moteur et au cylindre, peut être très variable. C'est une question que nous examinons en détail dans le chapitre relatif aux mécanismes de commande des tiroirs.

108. — La Tige du Tiroir se calcule comme les tiges des pistons. On calcule l'effort qu'elles ont à supporter d'après la surface du tiroir et la pression régnant dans sa boîte.

La surface S que l'on considère est égale à l'aire de la projection des tiroirs diminuée de celle d'un conduit de vapeur (et d'un conduit du tiroir si le distributeur est du système Meyer), s'.

On multiplie cette surface par la pression P et on retranche du résultat la contrepression exercée sur le tiroir (surface s) par la pression P′ régnant dans l'enceinte où se produit l'échappement.

$$F = SP - sP'.$$

On donne au coefficient de frottement une valeur de 0,10 à 0,15 qui est certainement le maximum, à moins d'un manque absolu de graissage. Alors l'effort F′ à exercer est

$$F' = 0{,}15\ (SP - sP').$$

Cette valeur du coefficient de frottement est un peu exagérée, mais elle tient compte d'un mauvais état des surfaces et d'un manque momentané de graissage.

Les expériences de M. Aspinall ont prouvé que, si le tiroir est dans de bonnes conditions, le coefficient de frottement ne dépasse pas 0,07 et reste souvent inférieur à 0,055.

M. Widmann recommande la formule empirique

$$d = 0{,}11\sqrt{S'P}$$

où S′ représente la section des orifices ;

P la pression maximum à la boîte à tiroir ;

d le diamètre de la tige du tiroir.

109. — Dans son Application aux Appareils de Navigation, le tiroir simple à coquille que nous venons d'examiner subit des modifications importantes. La vitesse de piston de ces machines est d'ordinaire assez considérable pour exiger que les conduits de vapeur aient une large section. Comme on ne peut leur donner une longueur supérieure ou même égale au diamètre du cylindre afin que la boîte à tiroir ne soit trop volumineuse et de construction difficile, on est conduit à leur accorder une grande hauteur. La course du tiroir étant proportionnelle à la hauteur des lumières, serait excessive et conduirait à des proportions inacceptables si l'on n'avait recours à l'artifice suivant.

On fractionne chaque lumière en deux ou trois portions parallèles égales, moins hautes, mais de même section totale, auxquelles correspondent autant de barrettes du tiroir. S'il y a deux orifices pour chaque extrémité du cylindre, comme ils ont même longueur, chacun d'eux présentera une hauteur moitié moindre et, pour une même section de passage, la course du tiroir sera réduite en proportion. Il est vrai que le tiroir sera plus long et plus volumineux, mais la boîte qui le renferme sera plutôt moins longue que si les orifices étaient simples et la course double.

On a construit, pour de très fortes machines, des tiroirs à trois orifices, mais c'est là une rare exception et le distributeur à deux orifices est usité dans la presque totalité des cas.

Les figures 355 à 357 représentent, en plan, coupe longitudinale et transversale, un tiroir de ce genre du modèle généralement répandu dans la marine.

Le tiroir est en A, il est placé à l'intérieur d'une boîte B dont le couvercle est fixé au cylindre par le moyen d'une bride K. La glace sur laquelle débouchent les orifices aa_1 communiquant avec un des conduits de vapeur, les orifices $a'a'_1$ communiquant avec l'autre et l'orifice d'échappement E, est limitée par les arêtes dd', $d_1d'_1$.

Aux orifices aa_1, $a'a'_1$ correspondent respectivement les barrettes de recouvrement bb_1, $b'b'_1$. Pour les orifices extrêmes a et a'_1, l'échappement s'opère par les conduits du tiroir cc_1' qui sont en communication avec l'intérieur du tiroir et le condenseur. Pour les lumières a_1a', l'admission s'effectue par les conduits c_1c' du tiroir. Les barrettes dd' n'ont d'autre but que d'établir une séparation entre les conduits d'admission c_1c' et les conduits d'échappement cc'_1. La longueur de la barrette du cylindre qui sépare les deux lumières a et a_1, d'une part, $a'a'_1$, d'autre part, est égale à la course du tiroir augmentée de la hauteur des barrettes d ou d' lesquelles n'ont que les dimensions strictement nécessaires pour assurer l'étanchéité.

On trouvera figures 344 et 351, en coupe longitudinale, deux autres tiroirs du même genre appliqués à des machines marines.

On munit quelquefois de deux tiges les grands tiroirs des machines marines, afin de diminuer leur diamètre et de mieux guider le tiroir. Ces deux tiges doivent être rigoureusement parallèles ainsi que les axes de leurs presse-étoupes. On se contente parfois de réunir ces deux tiges, à leur extrémité extérieure, par une traverse sur le milieu de laquelle vient agir la coulisse. D'autres fois, la coulisse actionne un arbre de renvoi intermédiaire qui, par le moyen de deux bras égaux et parallèles, commande les deux tiges de tiroir.

Dans quelques machines marines à grande vitesse telles que les appareils de torpilleurs, on ne parvient pas, avec un seul tiroir même à doubles orifices, à disposer des orifices de vapeur présentant une section suffisante, la longueur des lumières ne pouvant dépasser le diamètre du cylindre. On dispose alors deux tiroirs semblables soit diamétralement opposés et parallèles, soit plus rapprochés et faisant entre eux un certain angle. Ces tiroirs sont alors actionnés soit par une même coulisse commandant un arbre de renvoi, soit directement par deux coulisses indépendantes mais dont les excentriques ont un calage identique.

110. — Le Travail de Frottement absorbé par les tiroirs est proportionnel à leur surface et à la différence des pressions qui s'exercent sur leurs deux faces. Il peut être assez considérable dans les machines pour lesquelles la grande vitesse du piston exige des orifices de forte section et de grande course, tels sont par exemple les appareils de certains navires de guerre, et se monter alors jusqu'à 2 et 3 °/₀ du travail total développé. En outre, et c'est là en pratique un inconvénient plus grave, la pression totale exercée sur le tiroir impose au mécanisme de distribution un effort extrêmement considérable. Si en effet le travail absorbé par le tiroir est en somme assez faible, soit 2 °/₀ de la puissance totale, l'effort qui lui donne naissance sera relativement beaucoup plus considérable à cause de la course réduite du distributeur. Celle-ci étant par exemple six fois moindre que la course du piston, l'effort que l'on devra vaincre pourra être égal aux 0,12 de la poussée totale sur le piston. Encore cela suppose-t-il que les surfaces frottantes du tiroir et de la glace sont en bon état et que le graissage s'effectue régulièrement.

Dans les machines des vaisseaux et croiseurs à grande vitesse la surface du tiroir du grand cylindre peut atteindre $3^{m^2},00$. Ce tiroir est soumis à une différence effective de pression de $1^k,30$ et par conséquent à une pression totale de 39 000 kil. Le coefficient moyen de frottement pourrait être considéré comme égal à 0,10, l'effort longitudinal sur la tige sera de 3900 kil. auquel il faudrait ajouter environ 1000 kil. pour tenir compte du poids du tiroir, la machine étant verticale, s'il n'était équilibré par un piston.

Ces efforts considérables entraînent à donner à tous les organes constituant le mécanisme de distribution des sections excessives, d'où augmenta-

tion du poids et du prix de revient. En outre, le déplacement des coulisses, pour changer la marche ou le degré d'admission, exige un effort considérable.

Il est donc intéressant de chercher à diminuer, dans toute la mesure du possible, la résistance opposée par les tiroirs.

C'est dans ce but qu'ont été créés les *compensateurs*. On appelle ainsi un appareil frottant sur une autre glace parallèle et monté par un joint étanche et mobile ou une membrane élastique sur le dos du tiroir. Ce compensateur supprime la pression de la vapeur sur une portion déterminée de la surface du tiroir. On en trouvera quelques exemples figures 351, 355-356. Nous n'en décrirons aucun type parce que, en ce qui concerne les machines fixes ou marines ils ne sont que rarement usités. Ils ne conviennent guère aux grands tiroirs pour lesquels ils sont encombrants et d'une étanchéité douteuse ; ils créent parfois un frottement à peine inférieur à celui qui résulte de la pression de la vapeur et qu'ils sont destinés à annuler.

Il existe d'ailleurs une méthode très simple qui permet de diminuer dans une notable proportion la pression qui s'exerce sur les tiroirs et que l'on doit toujours adopter faute de mieux. Elle consiste à pratiquer, sur la surface frottante du tiroir, une série de petites cavités cylindriques, de 10 à 30^{mm} de diamètre suivant les dimensions du tiroir, et de 5 à 10^{mm} de profondeur, aussi rapprochées que possible. La vapeur, à une pression sensiblement égale à celle qui règne dans la boîte à tiroir vient remplir ces cavités et le tiroir est soulagé dans la proportion existant entre la surface totale de ces cavités et sa surface propre. En outre, ces cavités facilitent le graissage des glaces.

111. — Les Tiroirs cylindriques ont aujourd'hui remplacé, pour beaucoup de machines à grande vitesse et d'appareils de navigation, les tiroirs ordinaires avec ou sans compensateurs.

Ces tiroirs sont en réalité composés de deux pistons de même diamètre, fixés sur une même tige et se mouvant dans un cylindre parallèle au cylindre à vapeur et formant boîte à tiroir. Les deux extrémités sont en communication avec les chaudières, le milieu avec le condenseur. Les pistons remplissent l'office des barrettes du tiroir dont elles ont exactement la hauteur ; ils viennent alternativement recouvrir et masquer les orifices qui débouchent sur la surface intérieure de la boîte du tiroir cylindrique.

En somme, un tiroir cylindrique n'est autre qu'une surface de révolution ayant, comme génératrice, le contour intérieur d'un tiroir à coquille.

Les tiroirs cylindriques sont, en principe, parfaitement équilibrés, puisque la pression de la vapeur n'agit plus que pour tendre à écarter ou à rapprocher les deux pistons qui les constituent, effort intérieur et statique qui n'a aucun effet sur le fonctionnement du tiroir. Ils ne nécessitent plus

d'autre effort que ce qui est nécessaire pour vaincre le frottement des bagues contre les parois de la boîte.

On trouvera, figure 354, la coupe longitudinale d'un semblable tiroir. Il se compose d'un centre en fonte A que la tige traverse dans deux ouvertures *o* et *o'*. Les segments CC', formant barrettes du tiroir, ont la hauteur correspondant aux orifices *a* et *a'*, au degré d'introduction et à la course du tiroir choisis. Ces segments sont maintenus par deux couronnes DD' fixées dans le corps A par des boulons non visibles sur la figure. L'orifice d'échappement est en *b* entre les deux pistons, la vapeur vive arrivant au-dessus et au-dessous du piston.

Les orifices sont circulaires et règnent sur toute la périphérie de la boîte du tiroir. Toutefois, afin d'empêcher que les bagues ne viennent à s'ouvrir au passage de ces lumières, celles-ci sont traversées par des barrettes qui relient de distance en distance leurs deux arêtes et dont la face intérieure continue la surface du cylindre formant glace. Ces barrettes sont disposées obliquement de manière à ne pas rayer les segments. Elles diminuent la section de passage des lumières de 1/3 environ.

Les segments du tiroir représenté sur cette figure sont composés de deux bagues jointives munies de talons les épaulant, l'une sur le corps du tiroir l'autre sur sa couronne. Cette disposition est adoptée en vue de diminuer le frottement des bagues sur la glace. On a en effet disposé, derrière les bagues, un ressort intérieur qui applique à la fois les segments contre les deux surfaces horizontales du piston et contre les parois du cylindre sur lequel elles frottent. C'est une disposition dont nous avons parlé à propos des pistons et qui assure la douceur du fonctionnement.

Cependant, pour assurer l'étanchéité du tiroir beaucoup de constructeurs adoptent une disposition inverse. Au lieu de chercher à empêcher la pression de la vapeur d'appliquer les segments sur leurs sièges, ils percent, dans la couronne qui retient les bagues, des ouvertures permettant à la vapeur de pénétrer derrière elles et de les appliquer fortement contre la glace cylindrique. Le frottement est plus considérable mais le tiroir est plus étanche.

En somme, les segments des tiroirs cylindriques sont établis comme ceux des pistons, avec cette différence toutefois qu'ils sont généralement plus raides.

Les glaces doivent être rapportées dans les cylindres. On peut ainsi les confectionner en fonte dure et les remplacer après usure. Elles forment alors, comme on le voit figure 352-353, une chemise rapportée à l'intérieur de la boîte à tiroir, ajustée à frottement dur dans cette dernière, percée aux points voulus des orifices correspondants et fixée au moyen de prisonniers ou de vis. Le diamètre du couvercle de la boîte à tiroir doit être assez grand pour permettre de sortir la chemise constituant les glaces. Dans le tiroir de

la figure 353 les deux glaces sont d'une seule pièce et se montent par la partie supérieure de la boîte. Dans la figure 352 elles constituent chacune une pièce indépendante et se montent par les extrémités correspondantes de la boîte.

D'ailleurs, les boîtes elles-mêmes sont le plus souvent rapportées sur les cylindres dans les machines d'une puissance supérieure à 1500 chevaux environ afin de simplifier le moulage. Ces boîtes sont en effet des pièces de fonte compliquées, présentant de nombreuses tubulures, conduits, etc. Quand il en est ainsi, le joint qui les réunit se trouve vers le milieu des conduits de vapeur, comme on peut le voir figure 352.

Quand le corps du tiroir est plein comme nous venons de le dire, on doit établir une communication par le moyen d'un conduit extérieur entre les deux parties de la boîte à tiroir B et B′ (fig. 353) qui constituent la chambre de vapeur, le tuyau de vapeur aboutissant dans l'une d'elles.

Quand le tiroir est de grandes dimensions, on peut se dispenser de cette complication en réunissant les deux pistons par une pièce creuse, en forme de tube, dont la tige occupe l'axe (fig. 352). La communication est ainsi plus directe et le moulage de la boîte présente un peu moins de complication grâce à l'absence de tout conduit extérieur.

La longueur réelle de l'orifice, dans les tiroirs cylindriques, est égale au développement de la circonférence intérieure de la glace, diminuée, nous l'avons vu, d'environ 1/3 pour tenir compte des barrettes qui relient les deux arêtes. Il n'est pas besoin par conséquent de donner à ces tiroirs un grand diamètre pour obtenir une section d'orifices convenable ; ils se prêtent donc aux machines à grande vitesse. Toutefois, on est souvent conduit, pour ne pas donner un diamètre excessif à ces tiroirs, à en disposer quelquefois deux côte à côte comme il est représenté (fig. 61) en coupe transversale. Le cylindre est en A, les deux boîtes à tiroir en BB′, l'arrivée de vapeur en C. L'échappement des deux boîtes s'effectue dans un conduit D qui leur est parallèle.

Trois objections incitent à ne pas augmenter au-delà d'une certaine mesure le diamètre des tiroirs cylindriques. La première est relative au poids et à l'encombrement de l'appareil, elle peut, dans certains cas, être prédominante. La seconde est aussi d'ordre entièrement pratique. On a avantage à employer, pour tous les cylindres, des tiroirs de même diamètre, ce qui simplifie la construction, les réparations et diminue l'importance et le nombre des pièces de rechange. Toutefois, la vapeur, étant détendue au moment de son entrée au moyen cylindre et plus encore quand elle s'en échappe pour pénétrer dans le grand, il faudra disposer un tiroir au petit cylindre, deux tiroirs de même diamètre au cylindre intermédiaire et quatre

autres semblables actionnés deux par deux au moyen de deux coulisses et placés de part et d'autre, au cylindre de détente finale.

La troisième objection a trait au fonctionnement économique de la machine. En augmentant le diamètre du tiroir on écarte son axe de celui du cylindre et on accroît le volume des espaces morts. Celui-ci sera moindre pour deux tiroirs accolés placés aussi près que possible du cylindre que pour un tiroir unique de plus grand diamètre et présentant des orifices de même développement.

Les tiroirs cylindriques sont un peu plus coûteux que les tiroirs plans et on leur reproche de n'être pas toujours d'une étanchéité parfaite. Ces inconvénients sont, il faut croire, de peu d'importance, car ils n'ont pas empêché les tiroirs cylindriques de se répandre et on ne construit plus guère de machine marine qui n'en soit munie.

C'est que, dans les machines à expansion fractionnée, les fuites qui peuvent se produire autour des segments du tiroir ont peu d'importance, en ce qui concerne tout au moins le premier et même le second cylindre. La vapeur qui vient à fuir n'est en effet pas perdue, car elle passe dans la boîte à tiroir du cylindre suivant où elle se détend; la seule perte que l'on ait à enregistrer de ce fait consiste en ce que cette vapeur est soumise à une expansion de moins, mais c'est là une quantité négligeable étant donné le faible volume de cette vapeur. Toutefois il n'en est plus de même au grand cylindre puisque la vapeur qui viendrait à fuir s'échapperait au condenseur. C'est pourquoi la plupart des constructeurs placent un tiroir plan ordinaire au grand cylindre, ceux des cylindres à haute et moyenne pression étant du système cylindrique. Nous avons vu toutefois que l'on pouvait assurer l'étanchéité des tiroirs cylindriques en faisant agir, derrière leur bague, la pression de la vapeur qui les applique fortement sur leurs glaces, mais c'est aux dépens de l'effort nécessaire pour les mettre en mouvement, leur résistance augmentant sans toutefois être à beaucoup près aussi considérable que celle d'un tiroir plan présentant des orifices de même section.

On a fait, bien qu'assez rarement, des tiroirs cylindriques à deux orifices, mais ils sont compliqués et coûteux et on ne doit les employer que si leur adoption s'impose.

La tige de commande de ces tiroirs n'est pas nécessairement placée dans l'axe. Pour faciliter l'arrangement de certains organes du mécanisme, on peut, tout en lui donnant une direction rigoureusement parallèle à l'axe du tiroir, l'excentrer d'une quantité égale à la moitié du rayon. Ces tiroirs sont assez longs pour qu'il n'en résulte pas de coincement. Toutefois c'est là, on le conçoit, une solution à laquelle on ne saurait avoir recours qu'en cas de nécessité.

112. — Dans les Machines à Pilon, le poids du tiroir agit sur les organes de distribution et s'ajoute, pendant la course montante, à l'effort dû au frottement. Il en résulte une augmentation notable de la charge sur les articulations et surfaces frottantes et, comme l'effort de la pesanteur n'agit que pendant une course, une ovalisation des poulies et colliers d'excentrique. Le poids des tiroirs est assez considérable, dans les appareils à pilon d'une puissance supérieure à 800 ou 1000 chevaux, pour que l'on tienne à le contrebalancer.

Ce résultat est fort simplement obtenu en fixant à l'extrémité du prolongement de la tige du tiroir un petit piston P (fig. 344) qui se meut à l'intérieur d'un cylindre monté sur le couvercle C de la boîte à tiroir et fermé à sa partie supérieure. Le dessous de ce piston est en communication avec l'intérieur de la boîte à tiroir, il se trouve donc sollicité par la vapeur, de bas en haut. La surface du piston est calculée de telle sorte que le poids du tiroir soit entièrement équilibré. On va même quelquefois plus loin. On donne au piston un diamètre tel que la pression qui s'y exerce tend constamment à amener le tiroir vers le haut. On produit ainsi un rappel de tous les jeux pouvant exister dans les articulations et on supprime les chocs qui se produisent toujours aux changements de direction. C'est là une excellente pratique que l'on ne saurait trop recommander. Comme le piston n'est jamais d'une étanchéité parfaite, on doit mettre la partie supérieure du petit cylindre dans lequel il se meut en communication avec le condenseur au moyen d'un tuyau spécial de sorte que si les fuites se produisent elles ne viennent pas créer sur la face supérieure du piston une contrepression qui diminuerait son action. En ce qui concerne le tiroir du petit cylindre, afin de ne pas perdre la vapeur qui vient à fuir ainsi, il est préférable de faire déboucher le tuyau d'évacuation dans le réservoir intermédiaire. Il faut toutefois ne plus compter que sur une pression effective égale à la différence des pressions régnant dans les deux enceintes.

Dans les machines à pilon et particulièrement dans les machines marines, le tiroir se monte et se retire généralement par le haut, un couvercle étant réservé sur la partie supérieure de la boîte (fig. 344-352), surtout si cette boîte est placée entre deux cylindres et ne se trouve pas accessible par le côté. Quand au contraire la boîte à tiroir est placée sur le côté, on peut pratiquer la porte latéralement, mais le montage du tiroir est plus difficile. En somme il vaut mieux, quand on le peut, disposer deux couvercles à la boîte à tiroir, un sur le dessus pour le montage et le démontage du tiroir et un autre sur le côté pour le réglage de la distribution et la visite du tiroir.

113. — Les Avantages du Tiroir Ordinaire résident dans la simplicité de sa construction et dans le petit nombre d'organes nécessaires à sa

commande. Ses inconvénients sont nombreux et peuvent se résumer comme suit :

1° Il se prête mal aux faibles introductions et entraîne un laminage souvent excessif de la vapeur diminuant la pression moyenne effective dans le cylindre.

2° Il entraîne des espaces morts assez considérables, qui peuvent atteindre jusqu'à 20 0/0 du volume engendré par le piston dans les machines à grande vitesse.

3° Sa surface intérieure étant en communication avec le condenseur, il se produit sur sa surface extérieure en contact avec la vapeur, une condensation qui est loin d'être négligeable.

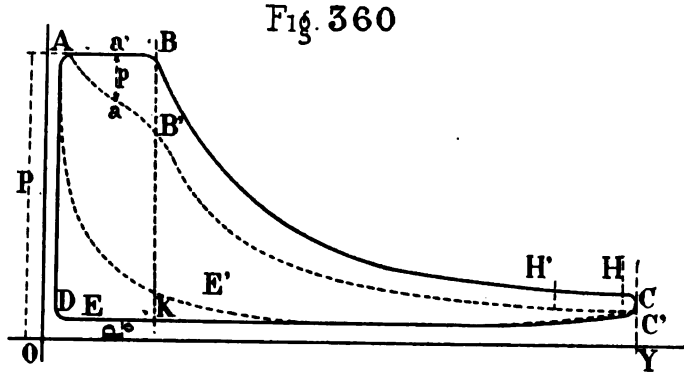
4° Les conduits du cylindre servant alternativement à l'admission et à l'échappement, sont refroidis pendant cette dernière période, d'où nouvelle condensation sur leurs parois au cours de l'introduction.

5° Il est soumis à sa partie supérieure à la pression de la vapeur dans la boîte à tiroir, ce qui donne naissance, quand il est en mouvement, à un travail de frottement pouvant être considérable.

Aussi doit-on mettre en balance, pour chaque genre d'application, les avantages et les inconvénients du tiroir par comparaison avec ceux que possèdent d'autres systèmes de distribution. Quand il s'agit des locomotives, des machines marines ou même des appareils fixes à expansion fractionnée, la balance est malgré tout en faveur des tiroirs ordinaires à simple ou double orifice. S'il s'agit au contraire des machines monocylindres à grande détente, la pratique moderne est toute en faveur des distributions à obturateurs indépendants et à déclic, dérivées du type Corliss.

114. — Dans les Machines à Vapeur possédant des organes de distribution à peu près parfaits, la courbe relevée à l'indicateur dans le cylindre

Fig. 360



et représentant à tout instant la pression effective de la vapeur sur une des faces du piston, affectera à peu près la forme représentée en traits pleins sur

la figure 360. P est la pression initiale dans la boîte à tiroir ; P_0 est la contrepression régnant au condenseur ; OY représente la course du piston à une échelle donnée.

Pendant la période d'admission AB, la pression sera sensiblement constante, les orifices présentant une section de passage suffisante et se trouvant ouverts en grand ; la courbe des pressions sera donc une droite horizontale. En B, l'admission ferme brusquement et la détente commence. Elle se continue suivant la courbe BH que l'on suppose approximativement être la courbe de Mariotte ($PV = K$). En H commence l'avance à l'échappement et la pression baisse subitement. En C le piston arrive à l'extrémité de sa course et commence à rétrograder. Sur sa face avant, la pression est représentée par la courbe CE parallèle, sur presque toute sa longueur, à la ligne OY des pressions nulles ; si les conduits sont de section suffisante et ouverts pendant toute la durée de l'échappement, la contrepression devant le piston sera en effet constante et égale à la contrepression au condenseur. En E commence la période de compression et la courbe de contrepression se relève. Un peu avant que le piston n'arrive à l'extrémité de sa course commence l'avance à l'admission ; la pression augmente rapidement et se trouve atteindre à peu près la valeur maximum P, quand le piston recommence sa course rétrograde.

Tel est le diagramme idéal qui, se rapprochant autant que possible du cycle de Carnot, donne le rendement maximum possible dans les machines réelles correspondant à la chute de température produite dans la machine considérée.

Avec les distributions par tiroirs, les choses ne se passent pas absolument ainsi. L'orifice d'admission ne s'ouvre et ne se ferme que progressivement, d'où étranglement et laminage de la vapeur. Cela revient à dire que, en raison de la vitesse du piston, les orifices sont insuffisants pour débiter le poids de vapeur qui doit remplir progressivement le cylindre à moins d'une différence de pression très marquée. Cet écoulement ne peut plus se faire, pour le point a par exemple, qu'en vertu d'une chute de pression p. Il en résulte que, la vitesse du piston augmentant à mesure qu'il s'écarte du point mort, la courbe des pressions sur le piston pendant l'introduction est une ligne AB', sensiblement droite mais inclinée, et que le point B' se trouve plus bas que le point B. Dès lors, la courbe de détente B'H' est elle-même placée au-dessous de la courbe BH. L'avance à l'échappement, en raison de la faible introduction qui entraîne un angle d'avance exagéré, commence en H' plus tôt que dans le cas théorique ; de même la compression commence plus tôt et la courbe E'A représente les pressions croissantes devant le piston.

On voit que la surface d'un tel diagramme est considérablement inférieure

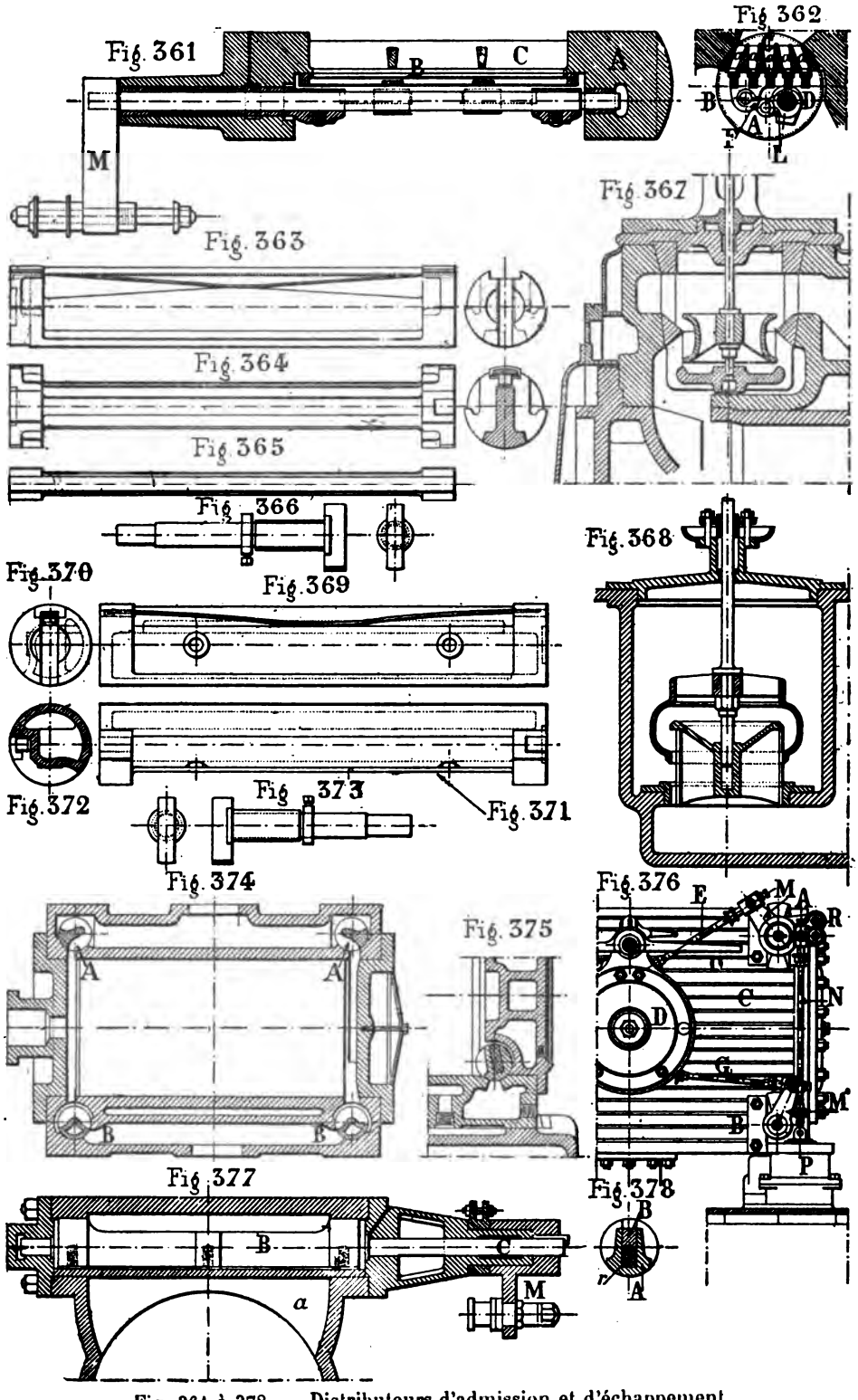


Fig. 361 à 378. — Distributeurs d'admission et d'échappement.

à celle du diagramme ABHCD. Il en résulte par conséquent une diminution de la puissance effective de la machine dans la même proportion.

C'est d'ailleurs en réalité le principal et nous oserons presque dire le seul inconvénient du système. La pression moyenne effective sur le piston sera moins considérable, dans une proportion qui peut varier de 10 à 45 0/0 suivant les cas, et, pour développer dans ces conditions un travail déterminé, il faudra un cylindre de plus grand diamètre. La consommation de vapeur par unité de puissance ne sera guère augmentée de ce fait; la dépense de vapeur, au lieu de correspondre au poids qui serait représenté par ABDK, ne sera plus que la quantité AB'KD.

Il y a bien aussi une autre perte thermodynamique provenant de la diminution de la pression au début de la détente, par conséquent du $T - t$ et du rendement théorique. Toutefois, on recouvre la plus grande partie de l'énergie de la vapeur, en apparence dissipée, en la détendant sans produire de travail, de P à $(P - p)$; elle se surchauffe ou tout au moins se dessèche.

La perte qui résulte de l'emploi des tiroirs ordinaires dans les machines à vapeur *monocylindres* provient donc en somme de ce que, pour ne pas produire de dérèglement dans la distribution, on ne saurait adopter un grand rapport de détente. Cet inconvénient est toutefois diminué par ce fait connu et sur lequel nous nous sommes étendu plus haut, que l'on ne peut opérer économiquement une détente prolongée dans un cylindre unique. Au point de vue de l'économie de vapeur, on est ainsi amené à constater que les défauts des distributions par tiroir ont été certainement exagérés par l'ancienne école.

En disposant à chaque bout du cylindre un distributeur indépendant capable d'ouvrir rapidement le conduit de vapeur et de se refermer instantanément, on obtient un diagramme qui se rapprochera d'autant plus de la courbe théorique que son action sera plus complète. C'est ce que réalisent dans une mesure aussi parfaite qu'on peut l'espérer en pratique les distributions Corliss à déclic, à quatre obturateurs, qui ont en outre d'autres avantages.

115. — Dans les Distributions à Quatre Obturateurs et à Déclic que la machine Corliss a la première contribué à répandre en Europe, on a cherché à obtenir dans le cylindre une répartition de la vapeur se rapprochant autant que possible du diagramme théorique, et un contrôle complet du degré de détente par un régulateur très sensible.

A chaque extrémité du cylindre sont placés deux distributeurs (fig. 374). Les deux distributeurs A généralement situés sur le haut du cylindre sont réservés à l'admission, les deux distributeurs B situés à la partie inférieure servent à l'échappement.

Les lumières qu'ils commandent sont disposées aussi près que possible du cylindre pour diminuer les espaces morts.

Les deux obturateurs d'admission sont actionnés par une disposition cinématique telle qu'ils ouvrent très rapidement et que l'orifice reste ouvert en grand pendant presque toute la période d'admission. Quand le piston est parvenu au point de sa course auquel doit commencer la détente, il se produit un déclanchement soudain, contrôlé par le régulateur, qui rend la distribution indépendante de son mécanisme de commande. Comme cet organe est constamment soumis à l'action d'un ressort qui tend à le rappeler à sa position première, il se referme presqu'instantanément dès que le décliquetage est produit.

Sur le dessin de la figure 376, C est le cylindre à vapeur; le distributeur d'admission est en A, l'extrémité de la barre d'excentrique en O, la bielle de commande du distributeur, actionnée par le plateau D mis en mouvement par l'excentrique et articulé à la manivelle M du distributeur d'admission, est en E, le décliquetage en R, la bielle reliant la manivelle du distributeur au mécanisme de rappel P, en N.

Les deux distributeurs d'échappement B (fig. 375) sont placés à la partie inférieure du cylindre. Ils ne sont pas à déclic, mais le mécanisme qui les commande est ingénieusement disposé de telle sorte que leur vitesse de rotation soit très rapide pendant les périodes d'ouverture et de fermeture des lumières et à peu près nulle au moment où l'orifice est ouvert en grand.

Leur manivelle de commande M' (fig. 376) est actionnée par le plateau D, au moyen d'une bielle G.

Le mécanisme de déclic est l'objet de très nombreuses variantes. Il se compose essentiellement d'une came, tournant autour de la tige du distributeur quand celui-ci est rotatif, comme dans l'exemple que nous avons choisi, et qui déclanche le cliquet servant d'intermédiaire entre le distributeur et le plateau de commande. En faisant tourner légèrement cette came autour de l'axe, on obtient un déclanchement plus ou moins rapide, suivant que le cliquet vient, plus ou moins tôt, en contact avec elle. C'est ordinairement le régulateur qui fixe la position angulaire de cette came, de telle manière que les variations de vitesse les moins sensibles déterminent un degré d'introduction approprié.

Avec ces distributions, la période d'admission ne peut être poussée au-delà de 0,50 au maximum, à moins que l'on n'ait recours à l'emploi d'un second excentrique actionnant les obturateurs d'échappement. C'est le cas pour beaucoup de machines compound ou à triple expansion, les seules en réalité dans lesquelles on ait besoin d'une aussi grande introduction. Ces distributions, dont le principal avantage consiste surtout à permettre de faibles introductions dans des conditions satisfaisantes, ne sont plus guère

justifiées dans ce cas et, pour les appareils à expansion fractionnée, nous conseillerons de revenir aux distributions par tiroirs, plus simples et moins délicates.

Nous ne pouvons décrire en détail les innombrables systèmes de distribution par déclic aujourd'hui répandus, ce qui sortirait absolument du cadre que nous nous sommes tracé. Nous ne les examinerons qu'en ce qu'elles possèdent de commun.

116. — Dans les Distributions à quatre obturateurs, avec ou sans déclic, les distributeurs peuvent appartenir à trois classes différentes :

1° Les obturateurs à rotation alternative, tels que les distributeurs Corliss ;

2° Les obturateurs à mouvement rectiligne alternatif, tels que les tiroirs à grille ;

3° Les soupapes.

On retrouve invariablement un de ces obturateurs dans tous les systèmes de distribution employés.

Les Distributeurs Corliss sont encore aujourd'hui les plus employés. On sait qu'ils se composent (fig. 377-378) d'un obturateur A ayant la forme d'une portion de cylindre, tourné sur sa face extérieure et s'appliquant sur une glace courbe de même diamètre dans laquelle vient déboucher l'orifice *a*. Cet obturateur est entraîné par un arbre sortant par un des côtés de la boîte à vapeur et qui est commandé par le mécanisme de distribution au moyen de la manivelle M. Afin de permettre au distributeur de s'appliquer en toute circonstance sur son siège et de prêter à l'usure, il doit être relié à l'arbre de commande par un dispositif assurant une solidarité complète dans le sens transversal, afin que l'entraînement puisse se produire sans retard, et l'indépendance complète dans le sens diamétral pour que l'obturateur soit en tous ses points pressé par la vapeur sur sa glace. A cet effet, la plaque du distributeur porte une rainure longitudinale dans laquelle est ajustée à frottement doux la barre rectangulaire B qui forme, dans la boîte à tiroir, le prolongement de l'arbre de commande C. Les distributeurs d'admission placés au-dessus du cylindre, s'appliquent directement sur l'orifice. Il ne saurait en être de même des obturateurs d'échappement qui reposent sur une glace où aboutit le conduit d'émission au condenseur et tournent le dos au cylindre (fig. 375). Ils sont ainsi pressés par leur glace par la pression de la vapeur. Ces obturateurs diffèrent encore des distributeurs d'admission par ce fait que leur chambre, faisant partie intégrante du volume du cylindre et par conséquent de l'espace mort, afin de diminuer celui-ci, on donne à l'obturateur la

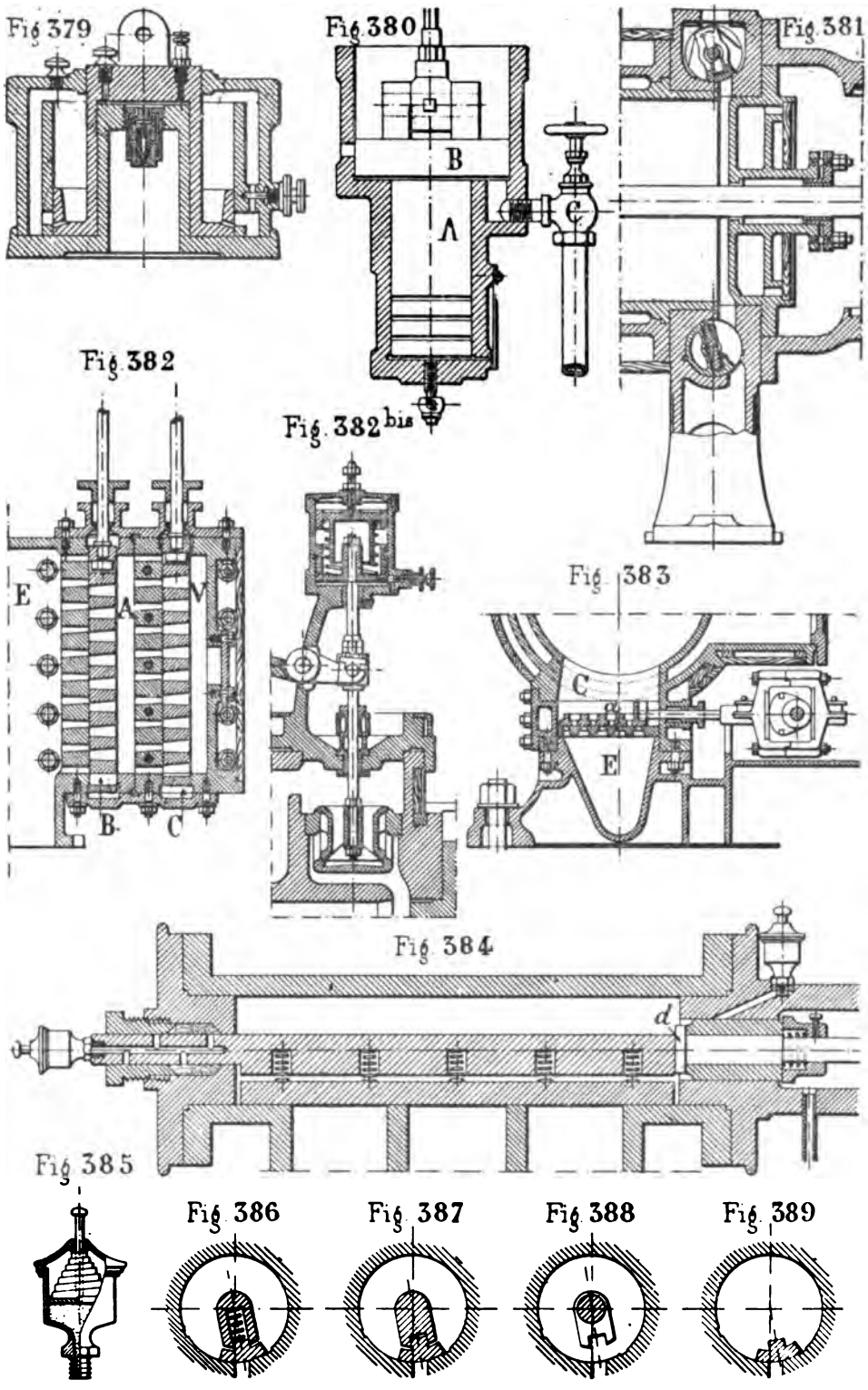


Fig. 379 à 389. — Distributions à obturateurs indépendants et détails.

forme d'un cylindre à peu près complet qui vient remplir la boîte de distribution et en réduit dans une proportion notable le volume disponible (fig. 372-375-381).

Pour assurer l'étanchéité de l'obturateur sur sa glace aux bords de la lumière, lorsqu'il est fermé, il convient de lui donner un recouvrement de quelques millimètres, aussi faible que possible néanmoins, pour que l'ouverture de l'orifice se produise rapidement. Ces obturateurs n'ouvrant que d'un côté, le recouvrement, sur l'arête opposée, pourrait être quelconque s'il n'était nécessaire de diminuer autant que possible la surface exposée à l'action de la vapeur et le frottement qui en résulte.

Le principal avantage des distributeurs rotatifs par rapport aux obturateurs à grille réside dans la suppression du presse-étoupes, au point où la tige sort de la boîte. Les presse-étoupes exercent en effet quelquefois, et sans qu'on en ait connaissance, un frottement excessif sur les tiges qui les traversent. Avec les distributeurs Corliss, l'étanchéité est produite par une petite bague dressée *d*, en acier dur (fig. 384), sur laquelle vient s'appliquer la face transversale, rabotée et soigneusement ajustée, de l'obturateur qui y est pressé par la vapeur; plus la pression est élevée et plus grande est l'étanchéité.

Afin que l'obturateur soit toujours pressé sur sa glace, même quand il n'y a pas de vapeur dans la boîte, on dispose à l'intérieur de l'arbre rectangulaire B, dans de petites cavités ménagées à cette intention, des ressorts à boudin ou à lames.

On trouvera figures 363-366 et 369 à 373, des dessins de détails relatifs aux obturateurs Corliss d'admission et d'échappement, et figures 384 à 389 une autre disposition du même genre d'organe.

117. — Le Second Genre d'Obturateurs se compose en principe d'une plaque, animée d'un mouvement alternatif et ajustée sur une glace où débouche le conduit de vapeur qu'elle découvre et masque alternativement suivant les phases de la distribution. Cette plaque est commandée par une tige, sortant de la boîte à vapeur par un presse-étoupes, et actionnée directement par le mécanisme de distribution. Afin de diminuer la course d'un semblable tiroir et d'obtenir, pour un très faible déplacement, une section suffisante de passage à la vapeur, on préfère les plaques à grille recouvrant deux ou trois orifices parallèles, étroits, présentant une section totale égale à celle de la lumière unique dont ils tiennent lieu. Ils sont donc, toutes choses égales d'ailleurs, deux ou trois fois moins hauts, et la course de l'obturateur est réduite dans la même proportion.

Les obturateurs sont disposés, soit verticalement, soit horizontalement.

Dans le premier cas, ils peuvent être groupés comme figure 382; le conduit

du cylindre débouche en A entre le tiroir d'admission C et le tiroir d'échappement B. La boîte à vapeur est en V, E communique avec le condenseur.

Dans le second cas, les obturateurs sont placés au-dessus et au-dessous du cylindre, la figure 383 représente un obturateur d'échappement *a*, ainsi placé.

Ces tiroirs se font en bronze ou mieux en fonte et coulissent sur une glace du même métal. Celle-ci doit être rapportée dans le cylindre afin de faciliter son ajustage, son dressage ou son remplacement en cas d'usure, et que l'on puisse employer à sa fabrication une fonte plus dure que celle du cylindre. On en trouvera un bon exemple figures 361 et 362 qui représentent les distributeurs employés dans le dernier modèle de machine Wheelock. La glace G, à cinq orifices très étroits *a*, fait partie d'une pièce en fonte A, de section circulaire mais légèrement conique, qui se place dans une ouverture de même forme percée transversalement dans le cylindre. Grâce à sa forme, cette glace se monte et se retire avec la plus grande facilité, il suffit pour cela de desserrer un ou deux boulons extérieurs.

Le plus souvent, les obturateurs à grille sont actionnés directement par une tige animée d'un mouvement alternatif et sortant de la boîte à vapeur à travers un presse-étoupes. Celui-ci pouvant se trouver trop serré il en résulte quelquefois un frottement supérieur à celui même du tiroir sur sa glace. Dans le dispositif de M. Wheelock que nous venons de citer, on a adopté un autre mode de transmission digne d'attention. Les organes extérieurs de distribution actionnent par la manivelle M un axe D auquel ils communiquent un mouvement alternatif de rotation et qui, au moyen d'une petite manivelle intérieure L et de la menotte F, transmet un mouvement alternatif de va-et-vient au tiroir B. Le frottement dans le presse-étoupes de l'arbre D est négligable, car il n'est plus animé que d'un mouvement de rotation de très faible amplitude et n'a, par conséquent, à surmonter qu'une résistance peu appréciable. Toutefois, les articulations, placées dans la vapeur, ont une tendance à se corroder et à prendre rapidement du jeu, aussi convient-il de confectionner la menotte et les deux axes en bronze.

118. — Le Troisième Genre de Distributeurs, ou *soupapes équilibrées*, est actuellement le plus usité après les obturateurs Corliss à rotation alternative. Il s'en faut toutefois que leur emploi soit d'origine récente, car on les retrouve dans les premières machines de Watt, depuis presqu'un siècle dans les pompes d'épuisement dites de Cornouailles, et depuis soixante ans sur les appareils des steamboats américains. Les constructeurs ingénieux qui les ont appliqués, il y a environ vingt-cinq ans, aux machines à déclic, n'ont guère fait que les perfectionner et les adapter aux appareils horizontaux, à double effet et à vitesse de piston élevée. D'un engin encombrant et de

commande compliquée, ils ont tiré un des meilleurs distributeurs que l'on puisse employer aujourd'hui.

On sait en quoi consistent ces soupapes équilibrées. Elles présentent la forme d'un cylindre ou d'un cône à faible inclinaison, à génératrice plus ou moins courbe, présentant à ses extrémités deux parties circulaires ajustées sur autant de sièges fixes. La pression, exercée par la vapeur sur la soupape et qu'il faut vaincre pour la soulever, dépend de la différence existant entre les aires des deux cercles moyens des sièges. Si le siège supérieur est plus petit, la soupape est pressée sur ses sièges avec d'autant plus de force que cette différence est plus grande ; s'ils sont égaux, la pression est nulle et la soupape est simplement sollicitée par son poids ; si le siègle inférieur est plus petit, la soupape tend à se soulever sous l'action de la vapeur. On voit ainsi qu'il est possible de graduer à volonté l'effort de rappel exercé sur la soupape et de réduire au minimum la résistance qu'elle oppose à son décollage.

A leur apparition, les distributions à déclic par soupapes furent reçues avec une certaine froideur. On craignait surtout qu'elles ne viennent à se mater rapidement sous l'action des chocs répétés et successifs auxquels elles sont sujettes et que leur étanchéité soit difficile à maintenir. L'expérience a démontré que, grâce à des perfectionnements successifs, ces craintes étaient chimériques et les avantages de ces distributeurs se sont peu à peu fait jour. On peut les résumer comme suit :

1° Quel que soit le degré d'admission et par conséquent la levée de la soupape, celle-ci ne porte sur son siège qu'au moment précis de la fermeture des lumières. Avec les obturateurs à glissement au contraire, la course du distributeur varie généralement avec le degré de détente. Si donc celui-ci subit des modifications importantes, la glace ne s'usera pas régulièrement et se creusera davantage dans la partie voisine des lumières sur laquelle l'obturateur exerce son frottement quel que faible que soit le degré d'ouverture d'admission, tandis qu'elle s'usera beaucoup moins dans la région où la platine de l'obturateur ne vient frotter qu'accidentellement lorsque l'introduction se trouve augmentée.

2° Il est possible d'équilibrer les soupapes dans la proportion exacte que l'on désire obtenir.

3° Les deux sièges de ces soupapes s'usent d'une manière uniforme et d'ailleurs inappréciable.

4° Il est possible de rendre ces soupapes parfaitement étanches, quelle que soit la durée de leur service.

5° Les soupapes n'exercent de résistance qu'au moment précis de leur ouverture, cette résistance pouvant d'ailleurs être très faible et, une fois levées, elles ne sont plus soumises à aucune pression ni à aucun frottement.

6° La résistance initiale qu'elles présentent est une quantité invariable,

facile à calculer, qui n'est plus, comme le frottement d'un tiroir, dans la dépendance du graissage ; il est par conséquent facile de prévoir l'effort qu'aura à supporter la distribution ou le régulateur, de manière à en assurer en tout temps le bon fonctionnement.

On est ainsi amené à reconnaître que les distributions par soupapes présentent des propriétés dignes de fixer l'attention et possèdent en outre, comme les tiroirs à grille, un avantage sur les distributeurs rotatifs, en ce sens qu'elles peuvent recevoir directement, sans interposition d'organes ou d'articulations, l'action directe du ressort de rappel.

A ces différents points de vue, les soupapes présenteraient donc de nombreux avantages sur les autres systèmes d'obturateurs. Voyons maintenant quels peuvent être leurs inconvénients. Elles ne se prêtent malheureusement pas à la même compacité que les obturateurs à glissement ou rotatifs et, comme elles doivent toujours être disposées verticalement et autant que possible normalement à la surface des cylindres, elles ne s'adaptent pas aussi facilement que les obturateurs Corliss ou Wheelock par exemple à certaines applications, particulièrement aux machines verticales, à moins d'entraîner des espaces morts plus considérables. Les soupapes présentent un autre défaut très sérieux, dû à la présence des presse-étoupes, nécessaires pour assurer l'étanchéité de leur tige, qui nécessitent de l'entretien, beaucoup de surveillance, occasionnent un frottement anormal et donnent souvent lieu à des fuites. Les distributeurs rotatifs du genre Corliss n'ayant pas de garnitures offrent sous ce rapport des avantages précieux. Pour ces raisons, on ne doit pas s'étonner, malgré tout, de les voir encore adoptées de préférence à tout autre [1].

En outre, on ne doit pas oublier que le fonctionnement des soupapes dépend, plus que celui des autres obturateurs, du bon fonctionnement des *dash-pots*, puisqu'elles butent sur leurs sièges à bout de course. Les boîtes à air devront donc être soigneusement établies et entretenues, afin que la retombée de la soupape sur son siège soit suffisamment amortie. Moyennant quoi le fonctionnement des distributions à soupapes sera très satisfaisant. D'ailleurs, grâce au double siège qui donne, pour un faible déplacement des soupapes, une large section de passage, la levée de ces distributeurs, et par conséquent le choc accompagnant la retombée sur le siège, est extrêmement faible.

On trouvera, figure 368, en coupe verticale, la soupape primitive, dite de Cornouailles, employée pour les pompes à vapeur et quelques machines de bateau de rivière. On voit du premier coup d'œil en quoi elles diffèrent des soupapes Sulzer, représentées figure 367. Dans les premières, le siège se projette à l'intérieur de la soupape, et le courant de vapeur passe du dehors au

[1] Du moins en France, en Angleterre et surtout en Amérique où on ne les emploie que rarement dans les machines à déclic. Les soupapes sont au contraire plus usitées que les autres distributeurs en Allemagne, en Autriche et en Suisse.

dedans. Dans les secondes, au contraire, le corps de la soupape plonge entre les sièges ; le courant de vapeur, quand la soupape est levée, se dirige de l'intérieur vers l'extérieur. Grâce à cette disposition, la soupape est beaucoup moins volumineuse, plus légère et plus maniable.

La principale difficulté que présente l'ajustage de ces soupapes, réside dans le montage des sièges qui doivent être rigoureusement parallèles et sur lesquels les deux bords de la soupape doivent porter à la fois. On y arrive en rapportant les deux sièges fixes, en les faisant venir de fonte d'une même pièce, afin qu'il ne puisse se produire de déplacement relatif, et en rodant la soupape sur ces sièges. Dans les machines *Sulzer*, ces sièges sont très facilement amovibles, de manière à se prêter à des démontages et à des visites rapides et fréquentes. Pour ne pas apporter d'obstacle au passage de la vapeur, les sièges sont réunis, non pas au moyen d'une toile continue, mais à l'aide de trois ou quatre bras de section ovale. Souvent même, ces sièges sont eux-mêmes solidaires d'une bride extérieure sur laquelle vient s'ajuster le couvercle de la boîte à vapeur et qui est simplement tenue par les mêmes prisonniers. De la sorte, une fois les écrous de ceux-ci dévissés et le couvercle démonté, on retire sans difficulté les sièges des soupapes pour les visiter ou les roder.

La fonte est le seul métal qui convienne à la confection des soupapes et de leurs sièges, encore faut-il une fonte à grain très serré et assez dure. Les sièges doivent être tronconiques avec une inclinaison de 45° environ.

119. — Dash-pots. — Pour atténuer la brutalité du rappel des distributeurs d'admission, on a été conduit dès l'origine à relier leur manivelle au piston d'un petit cylindre à air appelé *dash-pot*, servant d'amortisseur. En réglant par une ouverture appropriée la section de sortie de l'air, on arrive à amoindrir dans la proportion désirable le choc qui suit le décliquetage.

L'emploi de ce dash-pot a permis la suppression du ressort de rappel. Il a suffi de le munir d'un second piston relié au premier et faisant le vide au-dessus de lui quand, pendant l'entraînement du distributeur pour l'ouverture de la lumière, il est entraîné par la bielle qui le relie à la manivelle de l'obturateur. Le rappel est ainsi produit par la pression atmosphérique.

On trouvera (fig. 379 et 380) la disposition d'ensemble de deux dash-pots de construction récente. Le premier, représenté figure 379, se compose de deux pistons A et B, ce dernier ayant un diamètre sensiblement double de l'autre. Ils sont disposés verticalement et reliés par une bielle à la manivelle du distributeur. Quand le système s'élève, entraîné par la pédale d'enclanchement, il se produit, sous le piston plongeur A, un vide plus ou moins complet qui, ajouté au poids des pistons, assurera le rappel de l'obturateur après le déclic. En même temps, à mesure que le piston B monte, l'air est

aspiré à l'intérieur du corps de pompe qui le renferme, à travers un clapet d'aspiration C. La compression ultérieure de cet air servira à atténuer les chocs produits par le rappel brusque du système. La petite soupape à ressort, D, placée à la partie inférieure de la chambre A, sert à l'évacuation de l'air, et empêche son introduction de l'extérieur vers l'intérieur.

Les pistons ne comportent aucune garniture. Ils sont suffisamment hauts et bien ajustés pour que les fuites produites soient insignifiantes ; d'ailleurs on trace souvent sur leur surface extérieure des cannelures parallèles qui augmentent leur étanchéité.

Le dispositif représenté figure 380 a pour objet de supprimer le bruit désagréable produit par l'échappement de l'air sous le piston amortisseur. A cet effet, le dash-pot est entièrement renfermé dans un cylindre d'où l'air ne peut s'évacuer au dehors ; chassé sous le piston de l'appareil, il s'échappe par les ouvertures représentées sur la figure, dans une enveloppe concentrique qui le ramène au-dessus du piston. Cet appareil fonctionne ainsi sans bruit.

Dans la plupart des machines de types récents, le dash-pot est disposé verticalement et repose, soit sur le prolongement du patin du cylindre, soit même directement sur le massif de fondation auquel il est boulonné.

Dans les machines à soupapes, les dash-pots se placent toujours sur le prolongement de la tige de l'obturateur, au-dessus de ce dernier (fig. 382bis). Ils ne servent plus qu'à amortir le choc à la fermeture, le rappel étant produit par le poids de la soupape et par la pression de la vapeur sur la surface annulaire constituant la couronne différentielle entre les deux sièges, surface que l'on établit à volonté de manière à régler l'intensité du rappel dans la mesure voulue. Nous rappelons toutefois que le réglage des dash-pots présente une importance beaucoup plus considérable pour les distributions à soupapes, puisque, au moment de la fermeture, il y a contact entre la soupape et son siège. Si l'on veut éviter qu'il se produise ainsi un matage qui, répété à de fréquents intervalles, amènerait bientôt la destruction de l'appareil distributeur, il faut régler avec le plus grand soin le dash-pot, pour que la soupape, au dernier moment, vienne reposer doucement sur son siège. D'ailleurs, nous verrons que, dans beaucoup de ces distributions, on recherche actuellement, malgré l'emploi du déclic, à disposer le mécanisme de telle sorte que la soupape soit accompagnée, au moment de sa descente, par un support mobile produisant le même effet.

120. — Le Mouvement du Tiroir est dérivé de l'arbre moteur au moyen d'un ou de plusieurs excentriques et d'un mécanisme intermédiaire. Celui-ci présente des dispositions variées suivant la position qu'occupent la boîte et la glace du tiroir par rapport à l'arbre et selon que la machine comporte ou non un changement de marche.

La glace du tiroir peut occuper trois positions principales :

1° Elle est située dans un plan perpendiculaire à l'arbre, sur le côté du cylindre (fig. 40, 51, 52). Les axes des tiges du tiroir et du piston sont alors situés dans un même plan passant par l'axe de l'arbre et qui est le plan longitudinal médian de la machine.

Le tiroir est généralement commandé par une barre d'excentrique directement articulée sur sa tige. L'excentrique est calé sur l'arbre sensiblement suivant le plan, parallèle à la glace du tiroir, passant par l'axe de la tige de ce dernier.

2° La glace du tiroir est inclinée dans le sens transversal et dans le sens longitudinal, par rapport au plan médian de la machine. L'inclinaison longitudinale de la glace est telle que l'axe de la tige du tiroir qui lui est parallèle, prolongé, vienne couper l'axe de l'arbre, afin que la commande puisse se faire directement au moyen d'un excentrique. L'inclinaison transversale est déterminée par cette condition que la glace coupe à angle droit le plan longitudinal comprenant l'axe des tiges de piston et de tiroir. Commande directe par la barre d'excentrique comme dans le cas précédent.

3° La glace est située dans un plan parallèle au plan longitudinal médian de la machine ou incliné, en plan, par rapport à ce dernier (fig. 48, 55, 57, 61), c'est-à-dire qu'elle est située horizontalement au-dessus du cylindre dans les machines horizontales (fig. 394), latéralement dans les machines à pilon (fig. 392).

La commande du tiroir ne peut plus se faire directement par l'excentrique, elle nécessite l'intervention d'un mécanisme intermédiaire généralement constitué par un arbre de renvoi se terminant à ses extrémités par deux bras articulés, l'un à la tige du tiroir, l'autre à la barre d'excentrique ou à la coulisse de changement de marche. On en trouvera deux exemples figures 394 et 392-393. La première est relative à une machine horizontale. La coulisse est en C, la boîte à tiroir en H ; l'arbre intermédiaire, terminé par les deux bras B et D, est en A et la tige de tiroir avec les deux menottes de commande en T et *m*, *m'*.

Le second exemple est emprunté à une machine à pilon. La tige du tiroir T est commandée par la coulisse C avec interposition du balancier coudé B articulé en A.

Les distributions *radiales*, qui ne comportent pas d'excentriques et dont le mouvement est dérivé d'un point convenablement choisi de la bielle motrice, se prêtent à la commande d'un tiroir disposé sur le côté des cylindres sans l'interposition d'aucun arbre intermédiaire. Il en est de même de la distribution Marshall à excentrique unique.

La suppression du mouvement de renvoi et la simplification qui en résulte ont plus fait, pour répandre ces dispositifs, que les prétendus avantages qu'ils présenteraient au point de vue de la distribution.

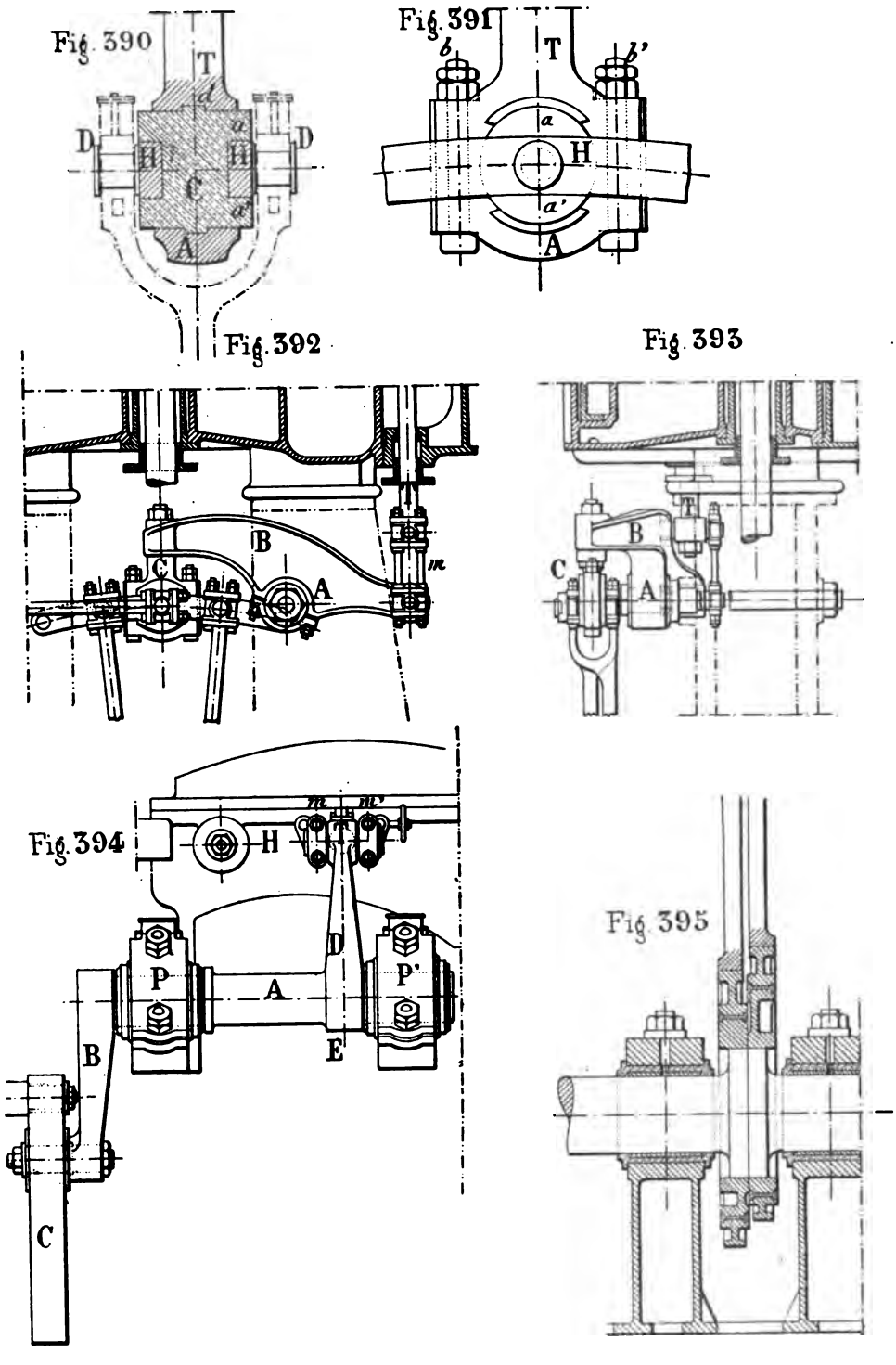


Fig. 390-391. — Détails d'un coulisseau.
Fig. 392-393. — Mouvements de renvoi des coulisses aux tiroirs.

121. — Un Excentrique se compose essentiellement d'un disque, calé sur l'arbre, et dont le centre est situé à une distance de l'axe de l'arbre égale au *rayon d'excentricité* ou à la demi-course du tiroir si la commande s'effectue directement, sans intermédiaire de mouvement de renvoi. Ce disque est d'un diamètre tel qu'il déborde l'arbre, du côté diamétralement opposé à son centre, de la quantité voulue pour assurer son calage invariable. Autour de ce disque appelé *poulie* ou *chariot d'excentrique* est fixé un *collier* qui peut tourner sur lui à frottement doux et fait corps avec la bielle ou *barre* d'excentrique. Quand le système tourne, la barre est animée d'un mouvement identique à celui que posséderait une bielle ordinaire articulée sur une manivelle de rayon égal au rayon d'excentricité.

L'excentrique n'est en somme qu'une sorte de manivelle dont le maneton serait grossi de manière que l'arbre fût compris à son intérieur ou , autrement dit, dont le rayon serait légèrement supérieur à la somme du demi-diamètre de l'arbre et du rayon d'excentricité.

L'avantage que présente l'excentrique consiste en ce qu'il peut être placé en un point quelconque de l'arbre, quel que soit son rayon d'excentricité, sans qu'il soit nécessaire d'avoir recours à un vilbrequin. Cet avantage cesse d'être valable quand la bielle du tiroir doit être commandée par l'extrémité de l'arbre. Il est alors plus économique d'avoir recours à une véritable manivelle ; bien plus, comme le rayon d'excentricité est généralement très inférieur au demi-diamètre de l'arbre, cette manivelle peut être simplement constituée en calant dans l'arbre, sur la face verticale limitant son extrémité, et à la distance voulue de l'axe, un bouton sur lequel s'articule la bielle du tiroir. De même, dans les locomotives à mouvement extérieur dont la distribution ne comporte qu'un seul excentrique, celui-ci est remplacé par une contre-manivelle, de rayon égal au rayon d'excentricité nécessaire, venue de forge avec le bouton de la bielle motrice.

Toutefois, quand le mouvement du tiroir est dérivé d'un point intermédiaire de l'arbre, comme c'est le cas de l'immense majorité des machines à vapeur, on doit forcément avoir recours à l'excentrique.

Dans la plupart des machines fixes, la distribution est opérée, pour chaque cylindre, par un seul excentrique. Dans les appareils qui comportent un tiroir de détente et dans ceux qui doivent fonctionner alternativement dans les deux sens de la marche, on place, à côté du premier, un second excentrique spécial actionnant soit ce tiroir de détente soit l'autre extrémité d'une coulisse de changement de marche articulée d'autre part à la barre de l'excentrique de marche avant.

Bien que surtout employés dans ce but, les excentriques ne sont pas toujours usités que pour commander des tiroirs de distribution ou de détente. On les utilise aussi quelquefois pour actionner les pompes à air ou

d'alimentation. Toutefois, quand la course de la pompe est notablement supérieure au diamètre de l'arbre, on trouve avantage à remplacer l'excentrique, qui serait trop volumineux et trop encombrant, par une manivelle ou un vilbrequin.

122.—Détermination des Principaux éléments des Excentriques. — Le *rayon d'excentricité* de la poulie d'excentrique, R, est égal à la demi-course du tiroir quand la barre d'excentrique est directement reliée au tiroir. Par conséquent, $R = l + r$, où l représente la quantité dont l'orifice est ouvert à la vapeur quand le tiroir est à fin de course et r le recouvrement extérieur.

Le diamètre minimum D que peut présenter la poulie d'excentrique est donné par la relation

$$D = 1{,}2\,D' + 2\,R + 0^{m}{,}018$$

ou R est le rayon d'excentricité comme plus haut et D' le diamètre de l'arbre au point où est calé l'excentrique.

La largeur de la poulie d'excentrique doit être déterminée en vue d'obtenir, entre le collier et sa poulie, une surface frottante suffisamment étendue pour qu'il ne se produise, dans les conditions normales, ni usure anormale ni échauffements. On peut considérer les poulies d'excentriques comme des tourillons de même diamètre et animés de la même vitesse de rotation. En conséquence, on pourra adopter les pressions suivantes par centimètre carré de la surface projetée de la poulie :

Nombre de tours par minute. .	50		100	
Diamètre de la poulie . . .	$0^{m}{,}25$	$0^{m}{,}50$	$0^{m}{,}25$	$0^{m}{,}50$
Pression par cm. carré . . .	30 k.	15 k.	15 k.	8 k.

L'épaisseur du collier pourra varier notablement suivant le modèle et le genre de matériaux adoptés; les proportions suivantes doivent être considérées comme des moyennes.

Soient l la largeur et e l'épaisseur du collier :

(Fonte) $e = 0{,}35$ à $0{,}75\ l$
(Fer) $e = 0{,}25$ à $0{,}50\ l$
(Bronze) $e = 0{,}30$ à $0.60\ l$.

L'épaisseur de la bague en bronze destinée à garnir l'intérieur du collier quand ce dernier est en fer ou en acier, est généralement

$$e' = 0{,}25\,D + 0^{m}{,}004.$$

Le diamètre d des boulons qui relient les deux portions du collier se détermine d'après celui de la tige du tiroir D_1

$$d = 0{,}60\,D_1 + 0^{m}{,}015.$$

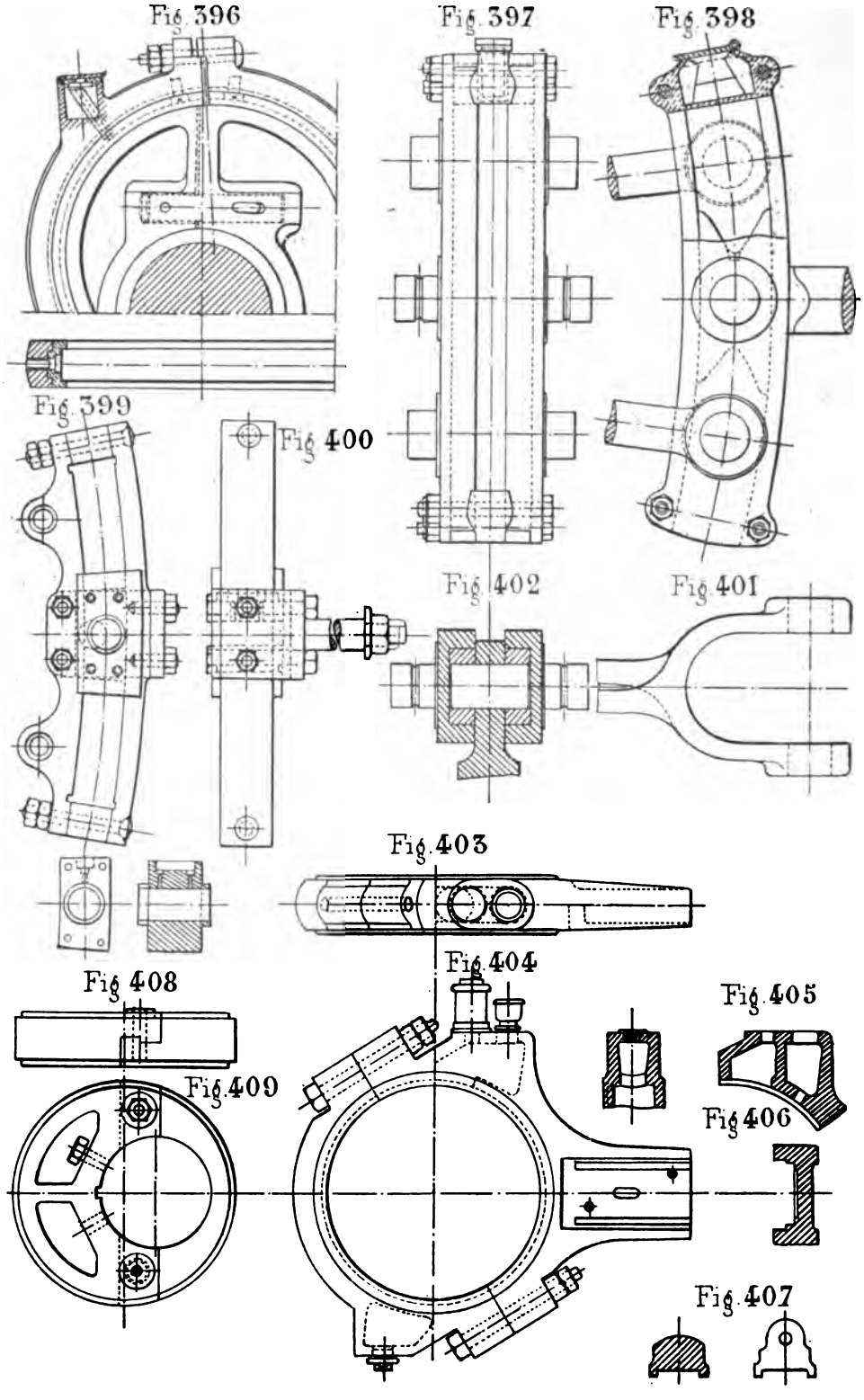


Fig. 396 à 407. — Excentriques et coulisses.

Le diamètre des barres d'excentrique varie avec leur longueur. On peut admettre des proportions analogues à celles que nous avons données pour les bielles de section circulaire, en prenant comme unité le diamètre de la tige du tiroir. Toutefois. il arrive fréquemment que la barre ait un diamètre minimum légèrement inférieur à celui de la tige. En général, on peut conseiller, pour les machines marines, de donner à la barre un diamètre minimum près de son articulation avec la tige égal à $d = 0{,}80\,D + 0^m{,}012$ où D est le diamètre de la tige de tiroir. Le diamètre maximum, situé près de l'emmanchement sur le collier, sera $d = 1{,}1$ à $1{,}2\,d$.

Les proportions usuelles pour les excentriques des machines marines à vitesse normale, telles que celles des paquebots, cargo-boats, etc. peuvent se déduire du diamètre calculé pour la tige du tiroir, soit D. Alors :

Largeur de la poulie près de l'arbre	$1{,}15\,D + 0^m{,}014$
id. à la circonférence.	$D + 0\,{,}014$
Epaisseur du bossage formant moyeu	$0{,}65\,D + 0\,{,}012$
Largeur de la clavette de calage	$0{,}70\,D + 0\,{,}012$
Epaisseur id.	$0{,}25\,D + 0\,{,}012$
Diamètre des boulons d'assemblage du collier.	$0{,}60\,D + 0\,{,}025$
Epaisseur du collier au milieu (Fonte ou bronze) . . .	$0{,}40\,D + 0\,{,}015$
id. (Fer ou acier).	$0{,}40\,D + 0\,{,}012$
Diamètre minimum des barres.	$0{,}80\,D + 0\,{,}010$

123. — Les Poulies d'Excentrique se font ordinairement en fonte ; ce métal convient parfaitement pour cet usage, car il est peu coûteux et présente de bonnes surfaces frottantes ; sa ténacité relativement faible n'est pas un obstacle à son emploi pour la confection d'un organe qui n'est pas soumis à des chocs répétés et présente toujours, en raison de considérations d'une autre nature, des échantillons supérieurs à ceux que la résistance des matériaux pourrait indiquer.

Quand il n'existe pas, entre l'extrémité de l'arbre et la portée destinée à recevoir l'excentrique, de collet ou de parties en saillie, la poulie d'excentrique peut être en une pièce comme le représente les figures 416, 419. Cette poulie est alors alésée à un diamètre légèrement supérieur à celui de l'arbre, entrée à frottement doux sur ce dernier, puis calée au moyen d'une ou de deux clavettes.

Le plus souvent il ne peut en être ainsi et, pour permettre la mise en place de la poulie, on est obligé de la confectionner en deux pièces, séparées suivant un plan diamétral de l'arbre (fig. 396, 414, 418). Les deux portions, de volume très inégal à cause de l'excentricité de la poulie par rapport à l'arbre, sont alors réunies par deux boulons transversaux (fig. 396), par des prisonniers se terminant par des têtes à clavettes (fig. 414), ou par des vis.

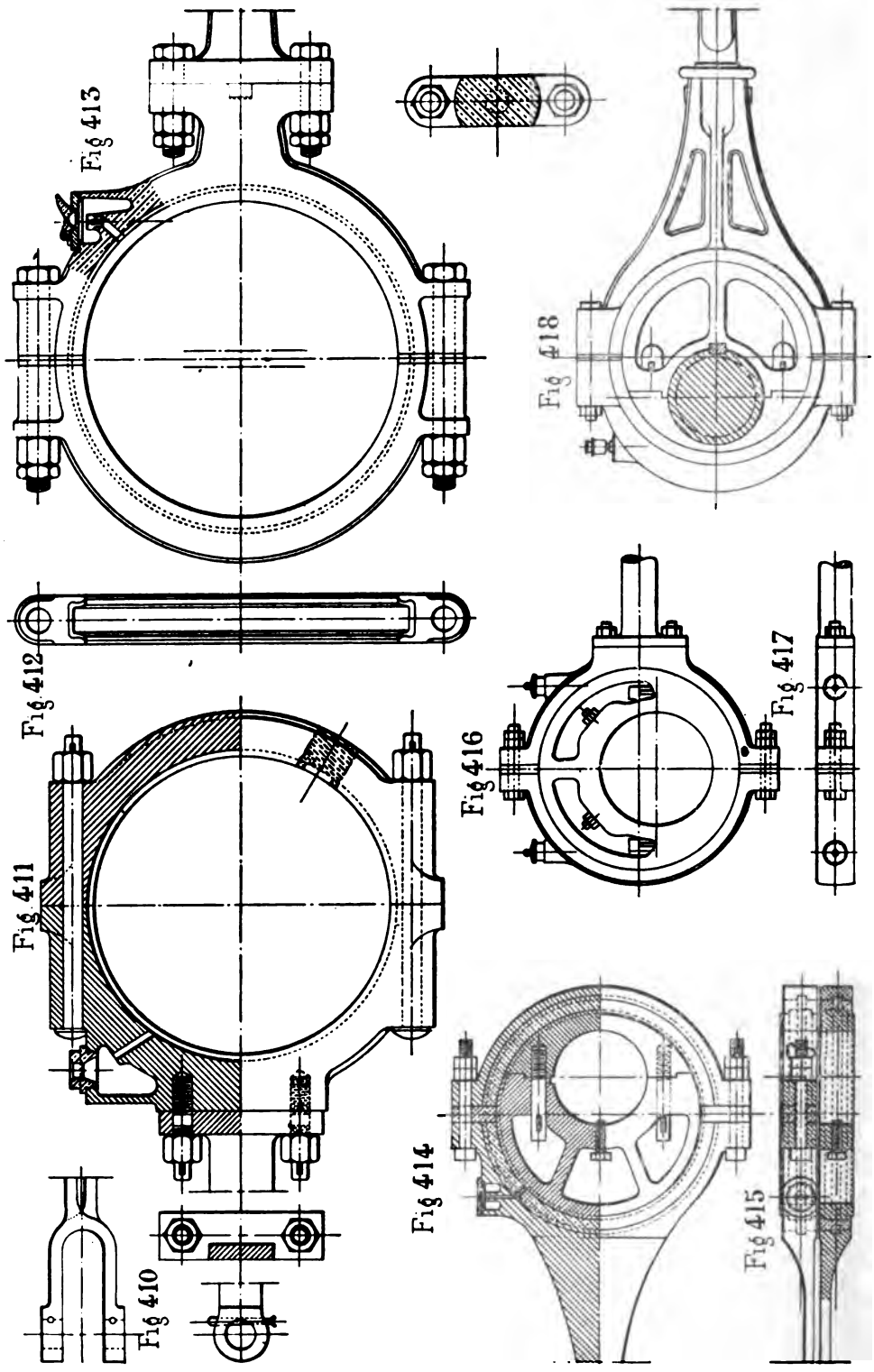


Fig. 409 à 418. — Excentriques.

Pour assurer un montage rigoureux et une plus grande rigidité du joint, celui-ci est presque toujours à redan (fig. 414, 423) comportant un épaulement au milieu. Il vaut mieux que la partie creuse de ce redan soit tournée vers le centre de l'excentrique, comme figure 418, parce qu'on augmente ainsi la hauteur de la partie de la poulie dans laquelle viennent se fixer les prisonniers; on peut quelquefois, grâce à ce subterfuge, diminuer légèrement le diamètre de la poulie d'excentrique.

Dans les excentriques ayant à mettre en mouvement des tiroirs très volumineux, par exemple dans les grosses machines marines, certains constructeurs, craignant que la petite portion de la poulie d'excentrique ne présente pas, à cause de ses faibles dimensions, une résistance suffisante, la confectionnent en fer ou en acier, l'autre portion restant en fonte. Cette pratique offre un inconvénient assez sérieux qui consiste en ce que le collier ne s'use plus régulièrement, les deux parties de la poulie ne présentant pas la même dureté.

En tous cas, pour que cette portion de la poulie d'excentrique ne supporte qu'un effort minime et ne joue guère que le rôle de remplissage, on doit toujours placer la clavette de calage du côté du centre de l'excentrique, dans la direction du rayon d'excentricité.

Dans les machines munies d'appareils de renversement du sens de la marche, les poulies des portions d'excentrique doivent être respectivement fondues ensemble, deux à deux. On facilite ainsi le montage ou l'ajustage et on diminue le prix de revient.

Quand le collier d'excentrique est d'un certain diamètre, il se compose d'un disque mince, relié à deux saillies annulaires formant, l'une la jante destinée à recevoir le collier et l'autre le bossage placé sur l'arbre (fig. 425). Quelquefois on dispose, dans le prolongement du rayon d'excentricité, une nervure destinée à renforcer cette toile centrale (fig. 418). D'autres fois, de chaque côté de cette nervure, on évide complètement la toile pour l'alléger davantage.

Les grands excentriques comportent souvent deux nervures rayonnantes reliant la jante au moyeu, de même largeur que ces dernières, et déterminant dans le corps de la poulie trois vides distincts. Ces vides sont d'ailleurs nécessaires dans les poulies en deux parties pour loger les clavettes ou les têtes des boulons d'attache, à moins que l'on adopte la disposition de la figure 425 dans laquelle les deux parties du chariot sont reliées par des goujons dont les clavettes se passent transversalement par les ouvertures *o*.

La largeur des poulies d'excentrique doit être suffisante pour que la pression par unité de surface n'y dépasse pas une valeur proportionnée, comme nous l'avons vu, à la vitesse tangentielle du chariot. Dans les machines à changement de marche où l'on dispose d'un emplacement limité pour dispo-

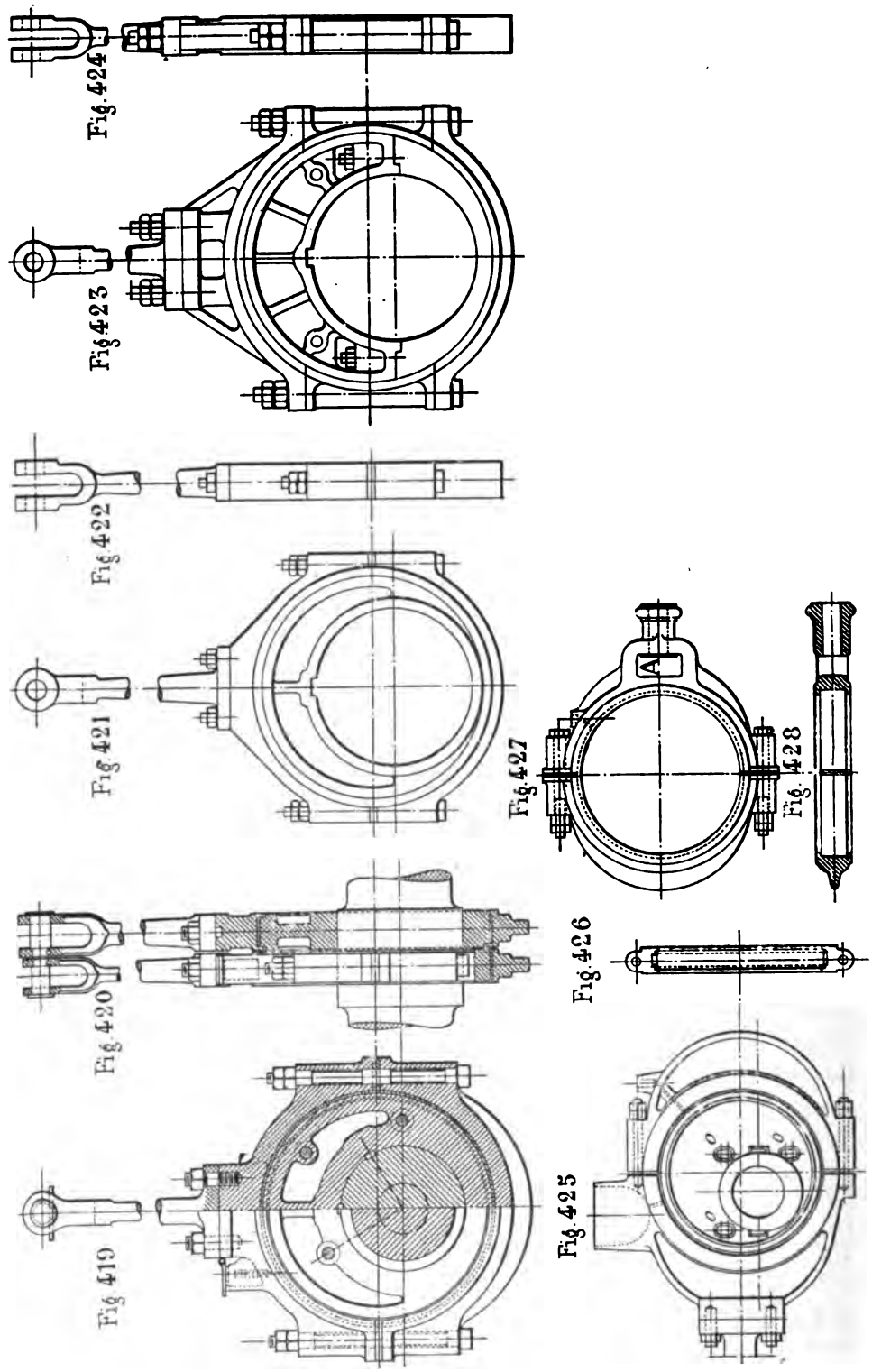


Fig. 419-427. — Excentriques.

ser les deux excentriques correspondant à chaque cylindre, on donne quelquefois à l'excentrique de marche avant une largeur supérieure à celle de l'excentrique de marche arrière; celui-ci n'étant soumis qu'occasionnellement à l'effort maximum qu'il doit supporter, peut présenter une moindre surface frottante et on en profite pour augmenter celle de l'excentrique de marche avant qui correspond au fonctionnement normal. C'est une excellente disposition, à recommander pour les machines marines dans lesquelles on dispose souvent d'une place fort restreinte pour l'installation des excentriques.

Dans ces derniers appareils, on est souvent conduit, pour ne pas augmenter outre mesure la longueur de la machine, à caler les poulies d'excentrique sur les plateaux de jonction de l'arbre, ce qui accroît considérablement leur diamètre (fig. 423) et le frottement auquel ils donnent lieu.

Pour que le collier ne puisse se déplacer latéralement, on trace sur le pourtour de la poulie ou du collier, une gorge de section rectangulaire ou triangulaire formant leur surface de contact (fig. 396). Il est préférable de pratiquer cette gorge dans la poulie plutôt que dans le collier, parce que l'huile peut ainsi s'accumuler dans le fond de la gorge. Si cette dernière se trouvait tracée dans le collier, l'huile serait chassée et coulerait au dehors. La poulie comporte alors, à sa circonférence, une saillie circulaire, de largeur inférieure à celle de la gorge de quelques dixièmes de millimètres seulement (fig. 408, 415).

Quand on veut réduire au strict minimum le diamètre des poulies d'excentrique, on les fait venir de forge avec l'arbre, car elles peuvent ainsi n'avoir par rapport à l'arbre, du côté opposé au centre de l'excentrique, qu'une saillie de quelques millimètres qui serait trop faible pour que la poulie, rapportée, ait une solidité satisfaisante. Cette pratique ne doit toutefois être adoptée qu'en cas d'urgence absolue, parce qu'elle est fort coûteuse et que les chariots d'excentriques en acier doux ne présentent pas un bon frottement.

124. — Colliers et Barres d'Excentriques. — Les colliers se confectionnent en fonte, en bronze, en fer ou en acier forgés. Dans ce dernier cas, ils sont toujours munis intérieurement d'un garnissage en bronze et portent quelquefois des barres venues de forge. Dans les autres cas, le collier frotte directement sur la poulie et les barres sont toujours rapportées.

Dans les petits excentriques placés à l'extrémité d'un arbre, le collier peut être en une seule pièce ; on l'entre par bout. Cette disposition n'est toutefois que très rarement adoptée et les colliers se font d'une manière générale en deux pièces, autant afin de permettre leur mise en place sur des chariots à rainure ou placés entre des obstacles tels que manivelles, volants, etc., que pour le rattrapage du jeu.

Les colliers en fonte, quand les poulies sont du même métal, ce qui est

presque toujours le cas, présentent un excellent frottement et ne nécessitent aucun garnissage intérieur. Aussi, bien que l'on soit conduit à leur donner une section notablement plus considérable qu'avec le bronze mais surtout qu'avec le fer ou l'acier forgés, sont-ils les plus économiques. Leur principal inconvénient consiste en ce qu'ils sont exposés à se casser en service sous l'action des échauffements, surtout après brusque refroidissement. Aussi ne les a-t-on jamais employés en France pour les locomotives par raison de sécurité, malgré les avantages qu'ils présentent d'autre part. Pour les mêmes raisons, ils ne sont pas à recommander pour les machines des navires de guerre à grande vitesse où ils seraient trop exposés aux chauffages et à l'action de brusques refroidissements par l'eau d'arrosage. On peut toutefois conseiller leur emploi pour les machines des navires du commerce et pour les appareils fixes à vitesse moyenne.

Les colliers en bronze présentent une plus grande solidité, bien que soumis en partie aux mêmes inconvénients. Ils sont plutôt moins coûteux, pour les petites machines, que les colliers en fer ou en acier forgés, à l'intérieur desquels il faut ajouter un garnissage en bronze. En outre, comme ils sont confectionnés par moulage, on peut leur donner la forme la plus rationnelle en vue de résister aux efforts qu'ils ont à supporter. Pour les grosses machines, à cause du grand poids de bronze qu'ils nécessitent, on doit les rejeter comme trop coûteux.

Les colliers en fer ou en acier forgés sont les plus solides. Ils sont assez coûteux, car ils demandent beaucoup de main-d'œuvre et comportent toujours une bague intérieure en bronze, rapportée, d'ajustage assez difficile. On doit les employer dans toutes les machines où la question de sécurité prime toute autre considération et dans les appareils à grande vitesse. Les marines militaires n'en emploient pas d'autres.

Les colliers des excentriques représentés figures 404, 411, 418, 419, 425 sont en fonte ; ceux des figures 413, 416 sont en brouze et ceux des figures 396, 414, 421 en fer ou en acier avec bague en bronze.

Les colliers, nous l'avons dit, doivent être en deux pièces pour faciliter leur montage et le rattrapage de jeu ; ils sont coupés par un plan diamétral et réunis par des oreilles que traversent des boulons. On peut, pour donner un repère au monteur, faire ces oreilles à redan comme figure 396, ces deux parties du collier sont ainsi mieux reliées et ne peuvent se déplacer transversalement. Cette disposition est excellente mais dispendieuse et ne peut être adoptée que si les oreilles ont peu de longueur et si, par conséquent, les boulons sont placés loin de la surface extérieure de la poulie. Or c'est là un inconvénient sérieux qu'il faut chercher à éviter. Quand les boulons sont trop écartés ils ont tendance à faire pincer le collier. En principe, il faudrait que l'axe de chaque boulon soit tangent à la fibre circulaire moyenne du

collier qui se trouverait ainsi dans les mêmes conditions que s'il était en une pièce. C'est ce que l'on a essayé de réaliser dans l'excentrique représenté figure 411. Mais alors les boulons doivent être très longs afin que, vu le peu de hauteur des oreilles, on puisse trouver la place de loger leurs têtes. C'est là un excellent dispositif. Sans aller aussi loin en général, on donne aux oreilles une plus grande longueur que dans la figure 396; on trouvera figures 404, 414, 418, 419, 423 des exemples de la forme et des proportions aujourd'hui adoptées pour les excentriques des machines fixes et marines.

Quand le collier est en fonte, on peut lui donner une forme très rationnelle que l'on ne saurait obtenir au même prix avec un métal forgé. On verra figure 425 un excentrique de machine américaine à grande vitesse avec collier en fonte, étudié de manière à présenter une grande solidité et à résister aux écarts brusques de température. Les colliers des figures 418 et 427 ont des formes plus usuelles; la partie du collier qui vient frotter sur la poulie est consolidée par une nervure médiane renflée au milieu, à angles arrondis, qui vient s'attacher aux oreilles par des congés.

Afin de placer le graisseur un peu plus haut, dans certaines machines horizontales, on pratique la coupe du collier obliquement, comme on le verra figure 404.

Il est difficile de faire porter à la fois le collier sur la partie en saillie de la poulie et sur les deux portions en contre-bas; aussi, pour perdre le moins possible de surface utile, fait-on la première aussi large que possible; les secondes n'ont plus que la largeur strictement nécessaire pour que les rebords latéraux du collier aient l'épaisseur nécessaire (voir fig. 396, 415).

Les colliers en fonte ne nécessitent pas de garnissage intérieur, toutefois quelques constructeurs les antifrictionnent (fig. 419).

Les colliers en bronze sont le plus souvent munis d'un garnissage intérieur en métal blanc.

Quant aux colliers en fer ou en acier forgé, ils sont toujours munis d'une chemise intérieure en bronze, quelquefois elle-même antifrictionnée. Cette chemise a la forme d'une bague présentant extérieurement et intérieurement le même profil de manière à diminuer l'épaisseur du collier et pour que la saillie circulaire ainsi formée maintienne latéralement la garniture. Celle-ci est en outre fixée au collier, par l'intérieur, à l'aide de quelques vis à têtes noyées, qui l'empêchent de tourner.

Les boulons du collier sont tournés et pénètrent dans leurs trous à frottement dur, afin qu'ils n'aient aucun jeu. Leurs écrous doivent, dans les machines horizontales, être placés du côté opposé aux cylindres et, dans les machines à pilon au contraire, vers le haut, du côté du cylindre, afin d'être plus facilement accessibles.

Les deux portions des colliers d'excentrique sont serrées sur cales et à

bloc. La cale est généralement constituée par une platine en bronze ou en laiton, de 5 à $8^m/^m$ d'épaisseur, qu'on lime jusqu'à ce que l'ajustage du collier soit satisfaisant. Quand il s'est produit du jeu, on retire cette cale, on la lime de la quantité nécessaire pour rattraper l'usure et on la remet en place en serrant les écrous à refus. Si le collier, trop serré, donne lieu à des chauffages, on doit au contraire soit ajouter une autre petite cale en clinquant, très mince, soit changer la cale et en mettre une autre plus épaisse de 2 à 3 dixièmes de millimètre.

Les colliers doivent être alésés après que les deux portions qui les constituent ont été boulonnées et mises à leur place respective. C'est le seul moyen d'assurer leur cylindricité absolue et l'exactitude de leurs proportions.

Tout collier d'excentrique doit être muni d'un bon système de graissage; dans les excentriques des très petites machines on se contente de pratiquer un trou de graissage à la partie supérieure. Dans toutes les autres machines, le collier comporte au moins un graisseur à mèche formé par une cavité pratiquée dans un bossage venu de fonte ou de forge avec le collier et généralement placé, pour les machines horizontales, entre l'oreille supérieure et l'attache de la barre (voir fig. 404). Dans les machines à pilon, on ne peut pas toujours employer cette disposition et le graisseur est souvent rapporté. La surface frottante du collier est munie de pattes d'araignée.

125. — Les Barres d'Excentrique sont quelquefois venues de forge avec la partie antérieure du collier (quand ce dernier est en fer ou en acier) si elles sont courtes (fig. 414). En cas contraire, elles doivent être rapportées ; si elles viennent à casser ou à se fausser elles n'entraînent plus le rebut du collier et inversement.

Comme les bielles, les barres d'excentrique peuvent être de section circulaire ou rectangulaire. Dans le premier cas, leur diamètre maximum est très souvent situé au milieu de la longueur, tandis que, dans le second cas, la plus grande section est située du côté de l'excentrique. Dans les machines fixes et marines les barres sont généralement de section circulaire, elles sont au contraire rectangulaires dans les locomotives. Les barres rondes sont d'exécution plus facile et moins coûteuse.

Ces barres se terminent, à une extrémité, par l'embase ou la patte qui sert à les fixer au collier de l'excentrique, à l'autre extrémité par un œil ou une fourche articulée à la coulisse ou à la tige du tiroir. Dans les grandes machines marines, les barres comportent de vraies têtes de bielles à rattrapage de jeu (voir fig. 429-430).

Le mode de fixation des barres sur les colliers est sujet à de nombreuses variantes. Dans les machines fixes, elles sont souvent attachées au collier au

moyen d'une douille dans laquelle pénètre une queue tournée qui termine la barre de ce côté. On passe une clavette dans cette douille (fig. 418). Dans la disposition représentée figure 427, on remplace cette clavette par un écrou qui se loge dans la cavité A et se visse sur l'extrémité filetée de la tige.

On peut aussi, comme figures 404-406, terminer la barre par une patte disposée dans le sens de la longueur, encastrée dans une douille de même forme mortaisée et venue de fonte avec le collier; on la fixe par deux boulons transversaux et une clavette.

Le mode d'assemblage le plus usité est représenté figures 411, 413. La barre se termine, du côté de l'arbre, par une embase en forme de croix, de largeur peu supérieure à son diamètre mais assez longue pour permettre de loger un boulon de chaque côté de la barre. Le collier porte une embase semblable sur laquelle vient s'ajuster la barre. Le plus souvent cette embase est à fleur du collier et la barre est fixée au moyen de prisonniers (fig. 411). Quelquefois, elle est en saillie et se rattache au collier par une portion de moindre section qui est comme le prolongement de la bielle d'excentrique. On peut alors réunir les deux pièces au moyen de boulons (fig. 413). Cette disposition n'est toutefois employée qu'avec des colliers en fer forgé.

Les barres devant avoir une longueur rigoureusement exacte en vue d'obtenir les phases de distribution demandées, on interpose entre l'embase de la bielle et celle du collier, une cale en bronze dont on règle soigneusement l'épaisseur. La facilité que présente à ce point de vue l'assemblage par embases constitue une de ses supériorités.

Les barres se font aujourd'hui en acier doux forgé. L'œil qui s'articule sur la tête de tige de tiroir doit porter une petite bague intérieure rapportée, en bronze ou en acier dur trempé, que l'on change quand il s'est produit une usure excessive. Dans les petites machines, on se dispense parfois de ce travail additionnel, mais alors on doit exécuter les barres en fer et cémenter puis tremper leurs têtes.

Dans les machines qui sont munies d'une coulisse de changement de marche, celle-ci devrait, en principe, être placée suivant le plan transversal médian passant exactement entre les deux excentriques, les barres étant légèrement cintrées de part et d'autre pour rattraper l'obliquité qui en résulte pour chacune d'elles (voir figures 430-432). Toutefois, comme dans les machines marines la marche arrière n'est que très exceptionnelle, il convient de la sacrifier quelque peu pour améliorer le fonctionnement dans le cas de la marche avant qui est le régime normal. A cet effet, on place très souvent la coulisse au-dessus de l'excentrique de marche avant comme s'il était seul et sa barre est droite; la bielle de l'excentrique de marche arrière est seule cintrée et de la quantité nécessaire pour qu'elle vienne s'articuler

sur cette coulisse dont l'axe est ainsi reporté à quelque distance du plan médian de l'excentrique correspondant.

Quand on emploie des coulisses, il est rare que les barres d'excentriques ne se terminent pas par une fourche. On en profite alors très souvent pour donner aux barres une forme droite; l'écart transversal, dû à la position de la coulisse, est alors rattrapé en excentrant l'une des fourches vers la gauche et l'autre vers la droite, les deux barres restant parallèles (figure 401, 435). Les bielles droites sont préférables comme étant plus rigides.

Avec certains types de coulisse écossaise à deux flasques, les têtes de barres d'excentriques ne sont pas à fourche; elles se terminent par une simple tête à rattrapage de jeu qui pénètre entre les deux flasques de la coulisse et les tourillons d'articulation ne sont pas en porte-à-faux (figures 430-431-432). Quelquefois même, ces têtes peuvent être constituées par un œil fermé ; il faut alors que le tourillon, démontable, se mette en place après la barre.

126. — Dans les Machines comportant un Changement de Marche, celui-ci est, on le sait, opéré à l'aide d'appareils, appelés *coulisses*, dont les extrémités sont respectivement articulées aux barres des excentriques correspondant à la marche avant et à la marche arrière.

L'étude des coulisses, au point de vue cinématique, se trouve dans tous les ouvrages traitant de la machine à vapeur et nous la supposons connue du lecteur. Nous n'y reviendrons donc pas et nous nous contenterons de rappeler les principaux systèmes usités ainsi que leurs avantages ou leurs inconvénients.

Dans la Coulisse de Stephenson, la concavité est tournée vers l'arbre et c'est la position de la coulisse elle-même que l'on fait varier pour changer le sens de la marche ou le degré d'introduction.

Quand la coulisse est à *bielles ouvertes*, les avances augmentent avec le degré de détente, ainsi que la période de compression. Quand elle est à *bielles croisées*, les avances diminuent avec l'introduction, mais moins vite qu'elles ne croissent avec le système précédent. Aussi, pour les machines marines, emploie-t-on presque toujours des coulisses à bielles croisées. Les bielles ouvertes sont au contraire uniquement usitées pour ces dernières. Elles sont en effet préférables pour des machines qui, comme les locomotives, présentent cette particularité unique que le degré d'introduction diminue à mesure que la vitesse est plus considérable. Il est donc avantageux que l'avance à la vapeur et la compression augmentent avec le degré de détente et par conséquent avec la vitesse pour mieux combattre les effets de l'inertie.

Dans la Coulisse de Gooch la concavité est tournée vers la boîte à tiroir et la coulisse est articulée sur un support fixé à demeure. C'est la bielle du tiroir

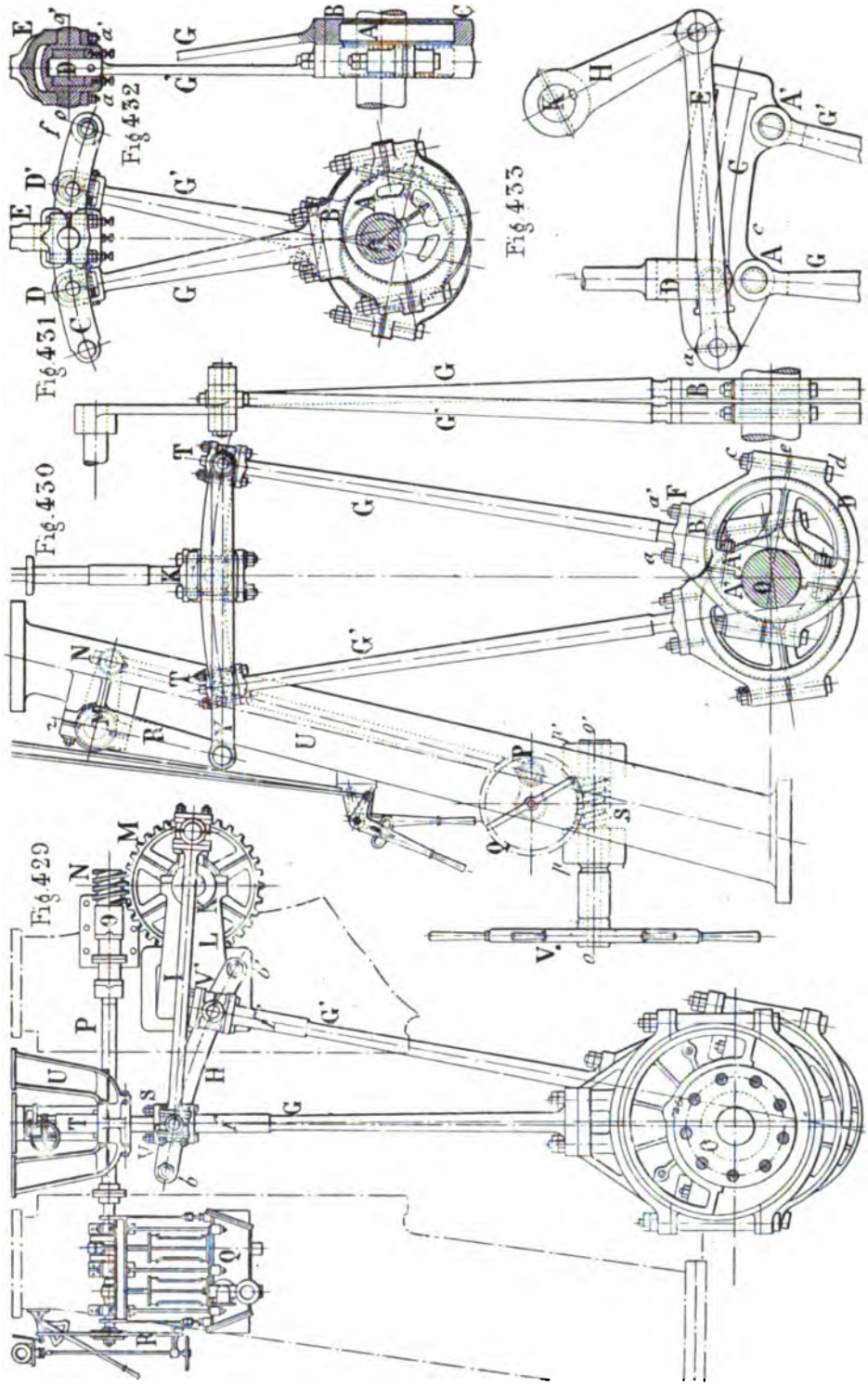


Fig. 427-433. — Coulisses et changements de marche pour machines marines.

sur laquelle agit le relevage et qui vient se présenter en face des différents points de la coulisse suivant le sens de la marche et le rapport de détente.

Ce système présente cet avantage relatif que les avances sont constantes pour tous les degrés d'admission, mais il occupe une plus grande longueur à cause de la présence d'une bielle de tiroir dont l'obliquité serait excessive si la coulisse était trop près de la boîte à tiroir. On ne peut non plus, pour gagner de la place, raccourcir les barres d'excentrique, ce qui, augmentant leur obliquité, entraînerait des perturbations dans la distribution.

La coulisse de Gooch ne convient donc pas pour des appareils ramassés tels que les machines marines. On l'emploie fréquemment pour les locomotives dont les bielles sont très longues et les cylindres relativement fort éloignés de l'essieu moteur.

De la coulisse de Gooch est dérivée celle *d'Allan* dans laquelle le corps proprement dit de la coulisse et la bielle du tiroir sont tous deux actionnés par le mécanisme de rappel. Elle partage à la fois des avantages et des inconvénients des coulisses de Stephenson et de Gooch. Elle n'est jamais employée dans la marine.

Dans le système Walschaërt, la coulisse, oscillant autour d'un point fixe est commandée par un seul excentrique. L'avance est donnée par le piston au moyen d'un levier réducteur, sur l'articulation intermédiaire duquel vient s'attacher la bielle du tiroir. Les avances sont par conséquent constantes pour tous les degrés de détente. Cette coulisse a l'avantage de n'exiger qu'un seul excentrique, mais elle est néanmoins plus compliquée que la coulisse de Stephenson. On l'emploie beaucoup pour les locomotives, très exceptionnellement pour les machines marines.

Depuis quelques années, on a introduit un certain nombre de distributions à changement de marche ne comportant qu'un excentrique ou même aucun excentrique, le mouvement du tiroir étant dérivé d'un point convenablement choisi de la bielle motrice. Les deux plus connues sont la distribution *Marshall* qui appartient au premier genre et la distribution *Joy* au second. Elles offrent toutes deux certains avantages particulièrement en ce qui concerne soit la réduction du nombre des excentriques soit même leur suppression complète. On peut en profiter pour diminuer la longueur de base de la machine, d'autant plus que ces dispositifs s'adaptent, sans complication ni addition d'arbres de renvoi, à la commande de tiroirs placés sur le côté, parallèlement au plan longitudinal de la machine, tandis qu'avec les coulisses ordinaires, on doit, autant que possible, placer les tiroirs dans un plan perpendiculaire, ce qui augmente l'entraxe des cylindres.

Toutefois, ces distributions sont en somme moins simples que la coulisse ; en outre, le dispositif sans excentriques de M. D. Joy n'agit pas d'une manière très logique sur la bielle de tiroir et crée des efforts transversaux souvent

considérables, à moins que les bielles ne soient très longues. Aussi ne doit-on pas s'étonner de voir que la coulisse de Stephenson, qui attaque directement la tige de tiroir, soit toujours restée en faveur et se trouve appliquée à l'immense majorité des machines marines.

127. — La Coulisse Ordinaire ou de Stephenson est donc la seule qui doive nous occuper dans un ouvrage d'un caractère général, d'autant plus que la plupart des organes qui la composent se retrouvent à peu près intégralement dans les autres dispositifs.

Nous avons examiné ailleurs ce qui a trait aux barres d'excentrique, il nous reste à étudier le mode de construction des coulisses, de leurs coulisseaux et de leurs appareils de relevage ou de rappel.

128. — Détermination des Proportions des Coulisses. — Nous considérerons deux cas :

1° *Coulisse fendue, à simple flasque.* — L'unité choisie est le diamètre D de la tige du tiroir et la course C de ce dernier :

Longueur de la coulisse, d'axe en axe des tourillons d'articulation des barres d'excentrique	2,75 à 3,00 C.
Diamètre du tourillon du coulisseau. .	D si en porte-à-faux. 0,75 D si pas en porte-à-faux
Diamètre du tourillon des barres d'excentrique.	0,70 D.
Diamètre du tourillon des barres de suspension	0,55 D.
Largeur de la coulisse	0,80 à 0,90 D.
Longueur du coulisseau	1,60 à 1,80 D.
Epaisseur des joues de la coulisse au milieu	0,70 D.
Diamètre des barres de rappel.	0,55 D.

2° *Coulisse à deux flasques, dite écossaise.* — Mêmes unités que plus haut :

Longueur de la coulisse, d'axe en axe des tourillons d'articulation des barres d'excentrique	2,50 à 2,80 C.
Diamètre du tourillon du coulisseau. . .	1,30 D.
Diamètre du tourillon des barres d'excentrique	0,75 D + 0^{m},06.
Largeur des barres constituant la coulisse.	1,25 D + 0 ,015.
Epaisseur des barres constituant la coulisse	0,50 D + 0 ,06.
Longueur du coulisseau	2,50 à 3,00 D.

129. — La Coulisse de Stephenson, en tant qu'appareil de changement de marche ou de détente variable, se compose, outre les excentriques et leurs barres, décrits plus haut :

D'une coulisse proprement dite ;

Du coulisseau et de son tourillon articulé sur la tige de tiroir;

Du mécanisme de relevage ou de rappel.

La coulisse proprement dite peut appartenir à trois types différents, qui sont : la coulisse simple à une flasque, dite *Coulisse Fendue;* la coulisse à deux flasques parallèles, dite *Coulisse Ecossaise*, et la coulisse à deux flasques en section à] ou *Coulisse fermée*. La première est employée pour les machines des petits navires ou des embarcations, et, à l'étranger, en Angleterre et en Amérique surtout, pour les locomotives ; c'est la plus simple et la moins coûteuse, mais elle présente quelques inconvénients provenant de ce que l'articulation des barres ne se trouve pas sur sa ligne médiane. Il en résulte une perturbation, dans le sens longitudinal de la coulisse, qui crée, en certains points de la course, un frottement anormal du coulisseau, généralement accompagné de chocs. Toutefois on peut, en choisissant convenablement le point d'attache de la barre de relevage, diminuer beaucoup cet effet.

La coulisse à deux flasques ou *écossaise* est employée d'une manière générale dans la navigation. Etant composée d'éléments peu complexes, elle est d'une construction simple et permet de disposer les tourillons d'articulation des barres d'excentrique et de relevage aux points voulus pour éviter les perturbations.

La coulisse fermée est, au contraire, la plus coûteuse, mais elle possède certains avantages qui l'ont fait adopter pour la presque totalité des locomotives sur le Continent ; elle n'est jamais employée en Angleterre, où l'on s'attache avant tout à la simplicité.

130. — La Coulisse Fendue est représentée figure 433. Elle se compose d'un secteur en acier forgé C, au milieu duquel on a pratiqué une fente longitudinale dans laquelle peut glisser, avec un jeu aussi faible que possible, le coulisseau *c* articulé sur la fourche D terminant la tige du tiroir F et qui embrasse la coulisse. Les barres d'excentrique GG′ sont articulées en A et A′ sur deux bossages venus de forge sur le dos de la coulisse. La barre de relevage E s'attache d'une part à l'extrémité de la coulisse opposée à l'arbre de rappel K sur lequel est calé le bras H articulé par son extrémité à l'autre bout de la barre E.

Afin d'éviter les porte-à-faux, les barres d'excentrique et la tige du tiroir se terminent par des fourches qui embrassent les deux côtés de la coulisse. La barre de relevage est double, la coulisse pénétrant, dans son mouvement d'oscillation, entre les deux bielles E.

Cette coulisse se fait en acier demi-dur ou mieux en fer cémenté puis trempé et rectifié; on obtient ainsi des surfaces d'une grande dureté qui s'usent lentement. Le coulisseau est quelquefois en bronze dur, mais plus souvent en acier trempé et rectifié. Les parties frottantes et les articulations des coulisses sont soumises à des efforts considérables relativement à la section des pièces et à l'étendue des surfaces frottantes ; il faut donc prendre des précautions contre l'usure qui aurait des effets nuisibles sur la régulation. Les tourillons d'articulation des barres d'excentrique sont formés par des boulons en acier dur ou en fer cémenté et trempé, très bien ajustés et retenus par des écrous d'un côté, par une tête plate de l'autre. Les têtes des barres sont souvent garnies de bagues en acier dur trempé. Toutefois, l'articulation est souvent disposée de telle sorte que le boulon formant tourillon fasse corps avec les barres et tourne dans les trous pratiqués à l'intérieur des bossages de la coulisse ; toutefois, on n'adopte cette disposition que si l'on peut donner aux coulisses une grande largeur assurant une surface frottante suffisante.

Si on munit les barres d'excentrique de têtes ouvertes à rattrapage de jeu, on peut faire venir ces tourillons de forge avec la coulisse.

Pour simplifier le travail de forge et de découpage de la coulisse, quand cette dernière atteint de grandes dimensions, on la confectionne quelquefois en plusieurs pièces assemblées par des boulons, comme le représente la figure 399.

Dans le premier exemple cité, l'articulation de la barre de relevage se trouvait à une extrémité de la coulisse, sur son axe longitudinal. On préfère souvent placer cette articulation au milieu même de la coulisse, mais alors, pour qu'elle reste sur la ligne médiane, on est obligé de la rapporter ; le tourillon est venu de forge avec une pièce en forme d'U, boulonnée sur la coulisse vers l'arrière et qui laisse entre sa face intérieure et la coulisse un espace assez grand pour livrer passage à la fourche de la tige du tiroir. Dans l'exemple de la figure 399, la pièce qui porte le tourillon est boulonnée aux deux joues de la coulisse sur laquelle elle est à cheval. Il n'y a qu'un seul tourillon en porte-à-faux. On ne peut alors munir la tige de tiroir d'une fourche qui ne saurait passer du côté où se trouve le tourillon : on s'est contenté d'opérer également cette commande en porte-à-faux. Cette disposition n'est pas à recommander pour les machines puissantes. On doit alors disposer de chaque côté un tourillon de relevage fixé seulement sur l'arrière et actionner la tige du tiroir par l'intermédiaire d'une fourche.

131. — La Coulisse à deux Flasques Parallèles est de beaucoup préférable, car elle se prête à un meilleur arrangement des tourillons et des barres. On en trouvera plusieurs exemples figures 429 à 437. Reportons-nous à la figure 429. La coulisse se compose de deux barres cintrées parallèles HH,

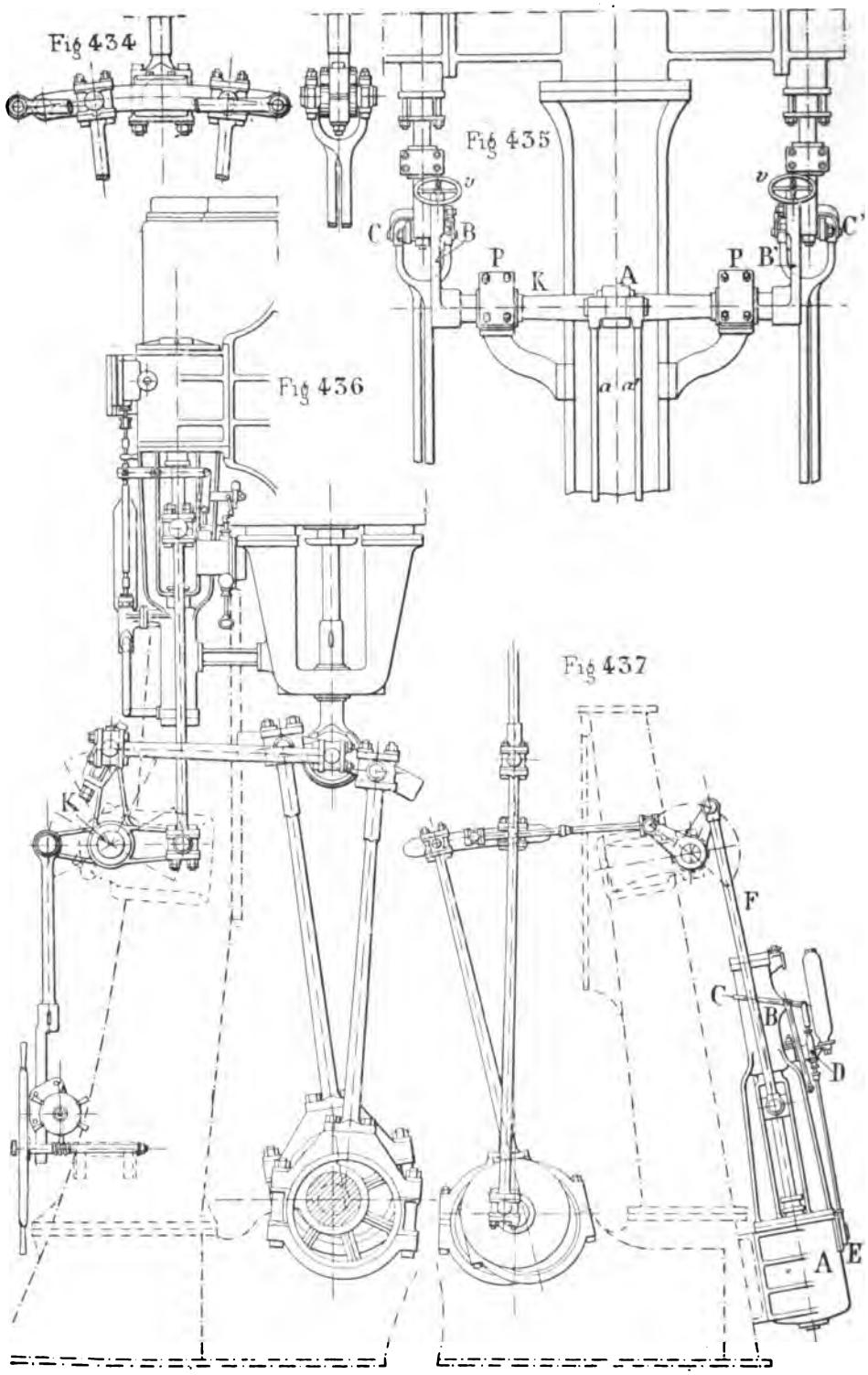


Fig. 434 à 437. — Coulisses et changements de marche pour machines marines.

maintenues à distance convenable par des cales que traversent les boulons d'assemblage *b* placés aux extrémités. Chacune de ces barres porte les tourillons d'articulation des têtes de bielles d'excentrique qui sont à fourche et embrassent la coulisse. Pour bien comprendre le mode de construction du coulisseau et de la tête de tige de tiroir, reportons-nous aux figures 390-391. Entre les deux barres HH de la coulisse est placé un coulisseau C, en bronze ou en acier, qui est maintenu par les rebords *aa'*. La coulisse peut donc être animée, par le mécanisme de rappel, d'un mouvement longitudinal permettant au coulisseau d'être commandé par un quelconque de ses points. Afin de présenter une surface de portage suffisante, ces rebords s'étendent de part et d'autre comme on le voit sur l'élévation et forment patin, mais comme il faut permettre au coulisseau de suivre les mouvements d'oscillation de la coulisse, sa partie centrale est cylindrique et peut tourner dans la tête de la tige du tiroir constituant une sorte de palier fermé par le chapeau A que maintiennent les boulons *bb'* situés entre les flasques de la coulisse.

On en trouvera un autre exemple, figures 431-432, dans lequel on a adopté une disposition inverse : les deux flasques de la coulisse sont beaucoup plus rapprochées, les deux coulisseaux embrassent la coulisse et sont réunis à leur partie supérieure. La tige du tiroir porte alors une fourche E munie de deux têtes qui viennent s'articuler sur les boutons *oo'* solidaires des coulisseaux. Cette disposition est plus encombrante que la première, mais donne une plus grande accessibilité des articulations, elle ne s'applique qu'aux machines de moyenne puissance.

Quelquefois, les têtes des barres d'excentrique, au lieu d'être à fourche, sont placées entre les flasques de la coulisse et tourillonnent directement sur les entretoises que traversent les boulons de jonction de ces flasques (fig. 430). Cette disposition entraîne une certaine simplification, mais comme le coulisseau ne peut être amené en face de l'articulation des bielles d'excentrique, le rayon de ces derniers devra être plus grand que la demi-course du tiroir. On a tourné cette difficulté, dans la coulisse représentée figure 431 et dont nous avons déjà parlé, en mettant au dehors les tourillons du coulisseau, mais on a dû quand même, pour des raisons de solidité, placer des boulons et entretoises dans les bouts de la coulisse.

La barre de relevage ou de rappel est toujours double ; elle s'attache de préférence au milieu de la coulisse, comme figure 434, mais quelquefois à l'extrémité, comme figure 430, ou sur le prolongement des tourillons d'une des bielles d'excentrique, comme figure 429.

Les grandes coulisses de ce système se font en acier doux ou tout au plus demi-dur et les coulisseaux doivent être alors confectionnés en bronze. S'ils sont eux-mêmes en acier, on les munit de patins en bronze rapportés, comme on le voit figure 434.

Ce genre de coulisses est fort simple et d'une exécution facile ; il n'en est malheureusement pas de même de leurs coulisseaux qui en constituent la partie la plus délicate et la plus complexe. Aussi ne l'emploie-t-on pas dans les machines d'embarcations ou de petits bâtiments à grande vitesse pour lesquels on préfère la coulisse fendue qui, d'ailleurs, était encore récemment en faveur dans la marine militaire française.

La coulisse fermée ne nous occupera pas longtemps, car elle ne s'applique guère qu'aux locomotives et ne possède aucun avantage qui paraisse en rendre l'application intéressante aux machines marines. On en trouvera un exemple figures 397-398. Cette coulisse est composée de deux parties symétriques par rapport à son plan médian, composées chacune d'une flasque en section à ⊏ portant, de forge, les boutons d'articulation des bielles d'excentrique et de relevage. Les bielles d'excentrique sont à fourche et la tige du tiroir se termine par une tête plate à œil qui pénètre entre les deux flasques et porte un tourillon sur lequel viennent se fixer deux coulisseaux. La forme des coulisseaux et de leur attache avec la tige du tiroir est beaucoup plus simple que dans la coulisse précédente, mais la coulisse elle-même l'est moins. Les deux flasques, au lieu d'être constituées par de simples barres de section rectangulaire, sont creusées à la machine et le montage de la coulisse doit être effectué avec le plus grand soin pour que les quatre portions distinctes des flasques formant les surfaces frottantes sur lesquelles viennent s'appliquer les tourillons, se correspondent rigoureusement deux à deux.

Dans ces coulisses, comme dans toutes celles qui sont destinées à des machines horizontales, le graisseur est placé à la partie supérieure. Dans les appareils à pilon, au contraire, le graisseur est généralement fixé sur la tête de tige de tiroir.

132. — L'arbre de Relevage ou de Rappel sert d'intermédiaire entre les coulisses de l'appareil de manœuvre du changement de marche. Il commande les coulisses, au moyen de bras et de barres articulées, et reçoit en un seul de ses points, soit à une extrémité soit en un point intermédiaire, le mouvement que lui imprime l'appareil dit de *mise en train* quand on opère un changement du degré d'admission ou du sens de sa marche.

L'arbre de relevage est placé sur le côté, tantôt à droite, tantôt à gauche suivant les dispositions adoptées d'autre part, et vers la partie haute du bâti. Il est supporté sur les jambes de force soutenant les cylindres, par des paliers à rattrapage de jeu. Cet arbre est représenté en M figure 430, en K figures 429-435-436.

Pour simplifier et alléger autant que possible le mécanisme de la machine, l'arbre de rappel doit présenter une longueur minimum. La disposition re-

présentée figure 435, et qui représente en élévation longitudinale un arbre de relevage d'une machine marine à pilon, est fort bien étudiée. L'arbre K, supporté par les paliers P, P', se termine par deux bras BB' dont les extrémités supérieures sont articulées aux bielles de rappel fixées aux coulisses CC'. Il est actionné en son milieu par le changement de marche, en A, au moyen d'un autre bras, perpendiculaire aux premiers, et de deux bielles pendantes *aa'*. Les bras de rappel peuvent être placés au-dessus de l'arbre comme dans le dispositif choisi pour exemple ou en dessous comme figure 430.

Dans les machines à triple expansion et en général dans les appareils à trois cylindres, l'arbre de relevage est prolongé vers la droite ou vers la gauche et soutenu par un palier placé sur le support du troisième cylindre. Il comporte un autre bras commandant la coulisse correspondante.

Les paliers de l'arbre de rappel sont généralement rapportés sur les supports de cylindre comme figure 429 mais quelquefois, sur les petites machines, ils sont venus de fonte avec le bâti (fig. 430).

De même, les bras de rappel sont presque toujours rapportés sur l'arbre et calés comme des manivelles (fig. 429-433-436), cependant on les fait quelquefois venir de forge (fig. 430).

Le diamètre D de l'arbre de rappel se détermine le plus souvent empiriquement en fonction du diamètre de la tige de piston D' ou de l'arbre moteur D''. On prend alors

$$D = 0{,}35 \text{ à } 0{,}55\ D''.$$

On peut le calculer d'après les lois de la résistance des matériaux quand on croit être à même d'évaluer assez exactement les efforts auxquels il doit résister et dont la détermination précise est souvent presque impossible. Les éléments des bras de rappel se calculent comme ceux des manivelles ou mieux se déduisent du diamètre adopté pour l'arbre sur lequel ils sont calés.

Avec les changements de marche tels que nous les avons supposés, on agit en même temps sur les coulisses des différents cylindres, pour modifier leur position de la même quantité. Or, il est souvent désirable que, pour différents crans de marche, on puisse modifier relativement les introductions dans les différents cylindres. Ce *desideratum* ne peut s'obtenir qu'en faisant varier le point d'articulation de la barre de rappel sur le bras correspondant et en lui donnant une position telle, par rapport à l'arbre de relevage, que le centre de chaque coulisse décrive exactement, lors du changement de cran, l'arc de longueur déterminée correspondant au degré d'introduction choisi. En faisant varier la distance de ce point au centre de l'arbre de rappel dans les trois cylindres d'une machine à triple expansion par exemple, on peut à volonté y modifier relativement les admissions, dans la proportion voulue. Le plus souvent toutefois, on se contente de faire subir ces variations relatives, à un seul des cylindres, le premier ou le second de préférence.

A cet effet (fig. 436), les tourillons d'articulation de la barre de rappel sont solidaires d'un écrou dont on peut faire varier la position sur le bras, dans le sens de la longueur, à l'aide d'une vis qui le traverse. On peut ainsi opérer un réglage très précis de la distribution et conforme aux indications de la théorie.

Les deux barres de rappel de l'appareil représenté figure 435 en élévation longitudinale, sont munies de glissières mobiles de ce genre ; on agit sur les vis qui commandent la position des articulations des barres à l'aide des deux petits volants *v*.

133. — On appelle Appareil de Changement de Marche ou de Mise en train le mécanisme qui, actionné ou contrôlé par le personnel de la machine, sert à manœuvrer les coulisses dans le sens transversal de la machine, de manière à varier le degré d'introduction ou le sens de la marche.

Cet appareil peut être mû à la main ou par l'intermédiaire de la vapeur suivant que les manœuvres doivent être plus ou moins fréquentes et rapides et selon la puissance de l'appareil, la surface et le nombre des tiroirs.

En général, on admet, pour les appareils de navigation, que la mise en train doit être commandée par la vapeur lorsque la puissance des machines est supérieure à 500 ou 600 chevaux. Il ne s'agit ici que des machines des types ordinaires ; pour les appareils à grande vitesse tels que ceux des torpilleurs, on peut appliquer le changement de marche à main pour des puissances un peu supérieures, le volume des machines et par conséquent le poids et la surface des tiroirs étant souvent moindres à force égale. Toutefois, on ne doit pas perdre de vue que ces appareils sont destinés à des navires de guerre et que la manœuvre du changement de marche doit pouvoir s'opérer rapidement. On a donc malgré tout avantage à leur appliquer le changement de marche à vapeur.

134. — Le Système de Changement de Marche à main le plus simple se compose d'un levier calé sur l'arbre de relevage et que l'on peut fixer dans une position invariable au moyen d'un secteur denté et d'une clichette. Ce système n'est employé que pour les très petites machines, par exemple celles des canots et embarcations de faible tonnage. L'effort exercé par le mécanicien n'est en effet multiplié que par le rapport existant entre le bras du levier de manœuvre et celui qui actionne directement les coulisses, soit trois ou quatre fois au plus. C'est toutefois le meilleur système pour les machines de très faible puissance (jusqu'à deux cents chevaux au grand maximum) parce qu'il présente une simplicité extrême et permet de renverser très rapidement la marche.

Lorsque, la machine étant de dimensions plus grandes, l'effort à exercer

devient plus considérable, tout en diminuant la longueur de ce levier on l'actionne au moyen d'une vis pratiquée sur un arbre disposé perpendiculairement à l'arbre de relevage et qui est maintenu au moyen de deux collets dans un palier solidaire du bâti. On actionne cette vis à l'aide d'un volant placé à la main du mécanicien et calé sur l'arbre de la vis. Sur cette dernière se meut un écrou qui, guidé par des glissières, ne peut tourner mais avance ou recule suivant le sens dans lequel on fait tourner la vis ; cet écrou est relié au levier commandant l'arbre de rappel. On change donc la position des coulisses en actionnant le volant dans le sens voulu. On peut caler l'appareil, une fois le mouvement produit, à l'aide d'un cliquet qui pénètre dans les dents d'une petite roue dentée, solidaire de l'arbre de la vis et placé immédiatement contre le volant. Le mécanicien relève ce cliquet pour manœuvrer le changement de marche et l'abat pour le fixer après que la manœuvre est terminée.

Le volant est placé sur le côté de la machine, à hauteur et dans un emplacement convenable pour qu'il soit facilement accessible au mécanicien.

Le fonctionnement régulier des coulisses donne toujours lieu, surtout dès qu'il s'est produit de l'usure, à des chocs répétés et de grande intensité qui se transmettent au bâti de la machine par l'intermédiaire de la vis et amènent des trépidations désagréables pour le personnel et funestes à la durée de la machine. Or, le jeu se produit surtout entre l'écrou et la vis et il est à peu près impossible de le rattraper. On doit donc conseiller d'opérer le verrouillage du mécanisme de rappel, non sur l'arbre même mais sur l'écrou. Celui-ci ne pouvant plus obéir aux petits déplacements transversaux des coulisses, les chocs, sinon les vibrations, sont complètement supprimés. Pour cela, on dispose sur l'écrou une petite vis transversale dont la tête, élargie, vient presser, lorsqu'on la serre, une barre rigide solidaire du bâti, servant de glissière à l'écrou principal et, comme tel, parallèle à la vis de changement de marche. Le mécanicien serre ce petit écrou à l'aide d'un levier qui, lui, est fixé à demeure, ou d'une clef mobile. La vis n'est plus ainsi soumise à aucun effort, si ce n'est pendant les courts instants où l'on change la position des coulisses et la partie filetée de l'écrou ne s'use plus sensiblement.

Il est nécessaire que le mécanicien puisse se rendre un compte exact de la position qu'occupent les coulisses afin qu'il soit maître de les manœuvrer en connaissance de cause et d'arrêter le fonctionnement de la mise en train quand elles sont parvenues au point qui correspond au cran de marche adopté. A cet effet, l'écrou est muni d'un index qui se meut le long d'une barre graduée marquée d'un zéro au centre, dans la position où les coulisses sont au point mort; de chaque côté sont tracées, par exemple, cinq divisions dont les deux extrêmes correspondent, pour la marche avant et la

marche arrière respectivement, à l'introduction maximum et à la position extrême des coulisses. Les autres points correspondent aux degrés d'admission intermédiaire. Tantôt ces divisions sont marquées d'avance et ne correspondent à aucun degré d'introduction exprimé en chiffres ronds. Les chiffres portés sur ces divisions sont alors purement fictifs et ne peuvent *à priori* servir de guide au mécanicien. Aussi, est-il préférable d'opérer la division et le numérotage de la règle après le montage, et par expérience, en fonction des introductions réelles. On les détermine en faisant tourner la machine à la main après avoir démonté le couvercle de la boîte à tiroir et en relevant exactement les points où cesse l'introduction pour des fractions déterminées de la course exprimées par exemple par 20 °/₀, 30 °/₀, 40 °/₀, etc. Cela est moins nécessaire d'ailleurs pour les machines marines, fonctionnant presque toujours au même degré d'admission, que pour les locomotives.

Quelques constructeurs remplacent le système précédent de mise en train par un dispositif analogue à celui qui est représenté figure 430. La vis sans fin S, solidaire de l'arbre *o* sur lequel est calé le volant de manœuvre V et supportée par le bâti U par les paliers *pp'*, actionne un pignon à denture hélicoïdale Q, calé lui-même sur un arbre auquel est fixée une manivelle P. Celle-ci est articulée à la bielle U dont l'extrémité supérieure commande, au moyen de la manivelle N, l'arbre de relevage M tenu dans les paliers *z*. Le mouvement est transmis à la coulisse par le bras R et les barres de rappel Y. On opère le calage comme précédemment, au moyen d'un cliquet placé sur l'arbre de la vis ou mieux sur l'arbre intermédiaire. Cet appareil comporte plusieurs variantes qu'il est inutile de décrire ici et dépendant des conditions particulières qui peuvent se présenter. Pour augmenter la force de l'appareil, on peut le disposer comme celui de la figure 436. La vis sans fin actionne un pignon calé sur un arbre solidaire d'un autre pignon plus petit et qui engrène sur une crémaillère pratiquée d'un côté d'une barre articulée à la manivelle commandant l'arbre de rappel.

135. — Les Appareils de Changement de Marche à Vapeur doivent remplacer les précédents quand la force de la machine dépasse de 500 à 600 chevaux environ, surtout si l'on désire que la manœuvre se fasse rapidement, c'est-à-dire en moins de 15 à 20 secondes de l'une à l'autre des positions extrêmes de la coulisse.

Ces appareils appartiennent à deux types principaux suivant que la commande est effectuée à l'aide d'une petite machine auxiliaire complète, à rotation, ou d'un simple cylindre à vapeur actionnant directement l'arbre de rappel.

Le premier système est représenté figure 429. L'arbre de relevage K peut être actionné par la petite machine à vapeur à deux cylindres Q, adossée au

bâti, au moyen d'une roue M à denture hélicoïdale et d'une vis sans fin N. La coulisse est en H et les barres de rappel en I. La manivelle de rappel *m* a un rayon exactement égal à la moitié du déplacement transversal de la coulisse, de sorte qu'elle se trouve à l'un de ses points morts par rapport à la bielle de rappel I quand la coulisse est à fond de course, position correspondant à l'admission maximum. Il en résulte que l'arbre de relevage doit opérer un demi-tour complet pour que les coulisses passent de la marche avant à la marche arrière, positions extrêmes. L'arbre peut donc être toujours actionné dans le même sens et il n'est jamais besoin de renverser la marche du moteur auxiliaire. Un index, actionné par une vis solidaire de l'arbre P de cette machine, indique au mécanicien la position exacte des coulisses. Il stoppe le moteur quand celles-ci sont parvenues au point voulu. Ce système est très commode pour *balancer* les machines ; il suffit de régler la vitesse de l'appareil auxiliaire à l'aide de la valve, de manière à obtenir la durée voulue de marche dans les deux sens. Les coulisses sont ainsi automatiquement et alternativement mises à la marche avant et à la marche arrière pendant un temps déterminé, sans que l'on ait à s'en occuper. En outre, ce dispositif est le plus léger, la machine auxiliaire tournant assez vite et les échantillons de toutes ses parties et de son arbre étant réduits grâce au faible effort tangentiel.

Le second dispositif consiste essentiellement en un cylindre à vapeur disposé transversalement au plan de la machine et dont la tige de piston actionne directement une bielle articulée à une manivelle de la barre de rappel. En introduisant, à l'aide d'un petit tiroir mû à la main, la vapeur sur une des faces du piston, on détermine le déplacement transversal des coulisses dans le sens et de la quantité nécessaires.

Si cet appareil n'était pas complété par un organe faisant office de frein, il agirait trop brusquement au moment où la vapeur serait admise dans son cylindre et on ne serait pas maître de l'arrêter au point voulu. Cet office est rempli par une vis ou un piston auxiliaire se mouvant dans un cylindre rempli d'eau ou de tout autre liquide.

L'appareil à vis a été longtemps le plus usité de France. Il comporte une vis à filet carré, de grand diamètre, traversant le piston et occupant l'axe d'un fourreau jouant le rôle de tige de piston ; sur l'arbre de la vis, est calé un volant à la main du mécanicien. Cette vis pénètre dans un écrou faisant corps avec le piston et, du côté du volant, elle est maintenue par deux collets dans un palier fixé au bâti. Lorsque la vapeur est introduite dans le cylindre, il ne peut se produire aucun mouvement, le pas de la vis n'étant pas assez allongé pour que la pression du piston puisse en déterminer la rotation. Le système ne pourra se mouvoir que si le mécanicien vient faire tourner la vis dans le sens voulu, manœuvre ne nécessitant qu'un effort

extrêmement minime puisque la vapeur agit sur le piston qui obéit à son impulsion dès que la vis se met à tourner. On cesse d'imprimer tout mouvement à la vis dès que les coulisses sont arrivées au point voulu et le système entier s'arrête. On verrouille ensuite l'arbre de la vis pour empêcher tout desserrage ou déplacement sous l'action des trépidations.

Grâce aux chocs répétés que les coulisses transmettent toujours à leur appareil de rappel, la vis prend rapidement du jeu, d'où aggravation de ces chocs et des trépidations communiquées au bâti de la machine. Aussi doit-on préférer le frein hydraulique, beaucoup plus usité aujourd'hui. Sur la tige du piston à vapeur, se trouve calé un second piston de diamètre un peu inférieur, qui se meut dans un cylindre rempli d'un liquide (eau ou huile). Les deux faces du piston communiquent par un tuyau de faible diamètre portant un robinet à vis grâce auquel on peut régler la section de passage à l'intérieur de ce conduit. Quand le piston à vapeur est pressé sur une de ses faces par la vapeur, il ne peut se produire de mouvement que si le liquide peut s'écouler d'un côté du cylindre dans l'autre ; on règle la vitesse de cet écoulement, et par conséquent celle de l'appareil, en ouvrant plus ou moins le clapet placé sur le conduit de communication. En le fermant, on arrête tout mouvement : l'appareil est verrouillé.

Avec un tel système il ne doit se produire aucun choc puisqu'il est toujours possible de remplir complètement le cylindre de verrouillage au fur et à mesure que les fuites inévitables tendent à y créer des vides. C'est le système le plus complet de rattrapage de jeu.

Dans les appareils tels que nous venons de les envisager, le mécanicien est contraint de suivre des yeux l'index de position des coulisses, de fermer le robinet de verrouillage et de mettre le tiroir auxiliaire au point mort dès que les coulisses sont dans la position qu'il voulait leur donner. Cette manœuvre demande une certaine attention et du temps. On y a remédié en *asservissant* ces appareils. Le tiroir et le robinet de verrouillage sont actionnés à l'aide d'un levier, relié par une extrémité à une petite bielle de commande et par l'autre à la tige du piston de changement de marche. Si on place ce levier dans une position déterminée, on ouvre le tiroir et le robinet de verrouillage d'une certaine quantité ; le système se met en marche mais entraîne en sens contraire les tringles commandant ces valves. Les bras de levier sont ainsi choisis que le robinet de verrouillage se trouve fermé et par conséquent que le système est immobilisé, dès que les coulisses sont arrivées dans la position correspondant à l'inclinaison donnée au levier. Il suffit donc de placer le levier de changement de marche dans la position qui convient sans s'inquiéter d'aucune autre manœuvre ; l'appareil se meut puis s'arrête automatiquement au point voulu.

On trouvera figures 436-437 l'ensemble d'appareils de ce genre appliqués

à des machines marines à pilon ; ils sont du système Brown, aujourd'hui le plus répandu. Dans l'une, les cylindres à vapeur et à eau sont placés au-dessus de l'arbre de relevage, dans l'autre ils sont placés dessous, vers le bas de la machine. Reportons-nous à la figure 437 ; les cylindres à vapeur, A, et à eau, B, commandant le changement de marche, sont placés dans le prolongement l'un de l'autre et fixés au bâti ; ils occupent une position presque verticale. L'arbre de relevage H est commandé par la bielle F. Le petit levier de manœuvre est en C. Il commande le tiroir à vapeur E et le clapet de verrouillage D. Cet appareil peut occuper une position quelconque, horizontale ou verticale.

On doit prendre, dans sa construction, les précautions nécessaires pour éviter les fuites autour du piston hydraulique et à travers la valve de verrouillage. Le piston portera des garnitures en cuir embouti, semblables à celles des pistons de presses hydrauliques; le clapet de verrouillage sera à vis, un robinet ordinaire à boisseau ne pouvant convenir dans la circonstance.

Certains constructeurs ont eu l'idée de supprimer le cylindre à vapeur et de faire agir, dans le cylindre de verrouillage qui devient également ainsi cylindre moteur, l'eau sous pression de la chaudière. Bien qu'entraînant une simplification notable, ce dispositif ne s'est pas répandu ; il est aisé d'en comprendre les motifs. Après que le verrouillage est opéré, l'eau n'est plus en communication avec la chaudière, elle se refroidit et diminue de volume en laissant se produire dans le cylindre un vide qui permet au piston de se déplacer, d'une quantité relativement importante, sous l'action des efforts transmis par les coulisses ; le verrouillage est donc incomplet.

CHAPITRE XIII

CONDENSEURS ET POMPES A AIR

Condenseurs à injection et à surface. — Proportions des condenseurs à injection ; volume du condenseur, poids d'eau réfrigérante par unité de puissance. — Proportions des condenseurs à surface ; détermination de la surface réfrigérante et du volume d'eau de circulation.
Construction des condenseurs.
Pompes à air, différents systèmes. — Proportions des pompes à air. — Pompes horizontales et verticales. — Détails de construction des pompes pour les machines fixes et marines. — Corps de pompe ; pistons, clapets, bâche, commandes.

136. — Le Condenseur est le complément indispensable de toute machine à vapeur dont on désire rendre le fonctionnement économique ; il présente en outre, pour les appareils marins, l'avantage de permettre d'alimenter les chaudières avec l'eau douce résultant de la condensation de la vapeur après son action dans les cylindres.

Ces appareils appartiennent à deux genres bien distincts trouvant chacun leur application dans les cas où leurs avantages respectifs se font jour. Dans le premier, la condensation se fait *par injection* ou *par mélange*, dans le second elle est effectuée *par surface*.

Dans le *condenseur à injection*, l'eau condensante est mélangée intimement à la vapeur qui vient, après sa condensation, augmenter son poids et son volume. L'appel de l'eau est produit par le vide partiel régnant au condenseur. La pompe à air extrait à la fois : l'eau réfrigérante, l'eau résultant de la condensation de la vapeur, l'air mélangé à l'eau condensante et à la vapeur. Ce mélange sort du condenseur à une température d'environ 45 à 50° C et se trouve rejetée au dehors ; une faible partie, un trentième seulement environ, est repris par la pompe alimentaire et retourné aux chaudières.

Dans le *condenseur à surface*, l'eau réfrigérante ne se mélange pas à la vapeur, dont elle est séparée par de minces cloisons métalliques; l'eau circule généralement à l'intérieur d'un faisceau de petits tubes en laiton dont la surface extérieure est en contact avec la vapeur d'échappement. Cette eau est forcée à l'intérieur des tubes par une pompe spéciale dite *de circulation*; l'eau résultant de la condensation de la vapeur sur la paroi froide des tubes s'accumule au fond du condenseur d'où elle est reprise intégralement par la pompe à air, puis par la pompe alimentaire de la machine et retournée aux chaudières. S'il ne se produisait aucune perte, il est évident que l'on utiliserait toujours la même eau pour l'alimentation des générateurs, eau absolument douce puisqu'elle est le résultat d'une distillation. Toutefois, en pratique, il est bon de compter sur une perte de 15 à 20 0/0 environ à laquelle il y a lieu de suppléer par l'addition, à l'intérieur du condenseur, d'une certaine quantité d'eau prise soit à la mer, ce qui entraîne nécessairement quelques dépôts de sel dans les chaudières, soit mieux dans des appareils distillatoires spéciaux ou dans des caisses préalablement remplies d'un approvisionnement d'eau douce.

Le condenseur à injection est de beaucoup le plus simple, le moins encombrant et le moins dispendieux. Il convient donc de l'appliquer dans tous les cas où l'alimentation peut s'effectuer avec de l'eau douce ou tout au moins peu chargée de calcaires. C'est le cas de l'immense majorité des machines fixes.

Le condenseur à surface permet de fonctionner avec des eaux préalablement très chargées de sel qui n'ont plus aucune influence sur le fonctionnement, l'eau réfrigérante n'étant pas mélangée avec l'eau douce résultant de la condensation de la vapeur et qui seule est introduite dans les chaudières. On devra donc l'utiliser dans les applications où l'on se trouve en présence d'eaux soit très impures, soit surchargées de carbonates ou de sulfates de chaux et autres sels. C'est particulièrement le cas des appareils de navigation, tous aujourd'hui munis du condenseur à surface. Dans cette application spéciale, son prix de revient plus élevé est largement compensé par l'économie de fonctionnement qu'il permet d'obtenir grâce à la suppression des *extractions*, nécessaires à la mer, avec le condenseur par mélange pour éviter la concentration des eaux chargées de sel dans les chaudières.

On sait que, quand l'eau de mer est chauffée à une température supérieure à 135°, correspondant à une pression de deux atmosphères effectives, les sels insolubles sont précipités et recouvrent les surfaces chauffées d'une couche épaisse d'incrustations. Le sel insoluble que l'eau de mer contient en plus grande quantité, est le sulfate de chaux. Nous l'appelons insoluble parce qu'il résiste à l'action dissolvante de l'eau dans les circonstances ordinaires et, qu'une fois déposé sur les parois de la chaudière, il reste inaltérable. Le

carbonate de chaux et les sels de soude et de magnésie sont relativement moins nuisibles, bien que le premier soit également précipité. Il l'est toutefois sous forme d'une boue molle que l'on peut, avec les dépôts saumâtres que donnent les seconds, facilement rejeter à la mer par des extractions de fond, ou enlever par un lavage lorsqu'on visite les appareils évaporatoires. Il en résulte que l'emploi du condenseur à surface s'impose pour les machines marines dont la pression dépasse 2 kil. par centimètre carré.

Avec les condenseurs à injection semblables à ceux que l'on emploie pour les moteurs d'usine, le contenu de la bâche se compose d'un mélange d'eau de mer et d'eau condensée dans le rapport de 30 à 1 environ, de telle sorte que ce liquide, qui sert à l'alimentation des générateurs, est très sensiblement aussi saumâtre que l'eau de mer.

En somme, si l'on excepte un défaut particulier relatif à l'introduction de matières grasses dans les chaudières, les seuls inconvénients du condenseur à surface résident dans son prix, sa complication, son volume et son poids. Il possède en revanche d'autres avantages que ceux énumérés plus haut. L'alimentation s'opère automatiquement, sans qu'il soit théoriquement nécessaire de la régler, puisque le niveau de l'eau de condensation monte dans la bâche aussitôt que la consommation de vapeur augmente et que le niveau tend à descendre dans les chaudières. La pompe alimentaire entre aussitôt en jeu pour rétablir les deux niveaux à leur hauteur normale. La seule précaution à prendre consiste, en pratique, à régler l'addition d'eau supplémentaire au condenseur, soit d'une manière continue si possible, soit à intervalles réglés ou quand le niveau aux chaudières baisse sensiblement.

La pompe à air, n'ayant plus qu'à aspirer l'eau de condensation et l'air qu'elle peut contenir et qui, sans les fuites impossibles à éviter et sans l'addition, deviendrait nulle puisque l'eau est sans cesse distillée, peut avoir une capacité et par conséquent demander un travail moindre que dans les machines munies d'un condenseur à injection. Il est vrai que cet avantage est en partie contrebalancé par la nécessité de disposer une pompe spéciale de circulation et que, dans certains cas, on croit nécessaire de calculer largement le volume de la pompe à air afin de permettre le fonctionnement par injection en cas d'avaries aux pompes de circulation ou de fuites importantes à la tubulure.

On doit toujours chercher, dans la construction des machines, afin d'éviter une complication inutile, à utiliser d'une manière multiple certains organes. C'est ainsi que, dans les appareils de navigation, on a été amené à rendre le condenseur solidaire du bâti dont il forme un des éléments. Toutefois, lorsque l'on recherche avant tout la légèreté et que la question de prix de

revient est secondaire comme dans certains appareils destinés aux navires de guerre à grande vitesse, on a dû renoncer à suivre cette méthode. Le condenseur, pour être à même de résister aux efforts que le bâti doit supporter, est forcément plus épais et plus lourd que ne le nécessite sa résistance propre. En le rendant indépendant de la machine on n'est plus obligé de le construire en métal fondu ; on peut avoir recours pour sa construction à des matériaux tels que le cuivre rouge, pouvant s'employer en feuilles minces très convenables pour la construction d'un condenseur cylindrique isolé, mais inadmissibles pour un organe destiné à former partie intégrante du bâti.

137.— Proportions des Condenseurs à Injection.— Le volume d'eau injecté doit être égal à 25 ou 30 fois le poids de la vapeur dépensé dans le même temps, dans les climats froids ou tempérés, et à 30 ou 35 fois le poids de vapeur, dans les climats chauds. Ces chiffres correspondent à une température à la bâche de 45° à 50° environ.

Pour une machine dépensant 8,5 kg. de vapeur par heure, le volume d'eau réfrigérante à 15° C à injecter au condenseur sera d'environ 220 litres par cheval et par heure.

Le volume du condenseur doit être assez grand pour que la pression, pendant un tour complet, n'y varie qu'entre des limites étroites ; d'autre part, on a intérêt à ne pas augmenter outre mesure l'encombrement du condenseur. En pratique, si V est le volume de ce dernier et P celui de la pompe à air, on prend :

$$V = P \text{ à } 2\,P;$$

la moyenne

$$V = 1{,}5\,P$$

paraît une proportion convenable et suffisante en pratique avec des pompes à simple effet.

138.— Proportions des Condenseurs à Surface. — Les condenseurs à surface présentent deux éléments principaux, variables dépendantes, dont la détermination est nécessaire *à priori* d'après la puissance prévue ou le poids de vapeur consommé par unité de temps, à savoir :

1° La surface réfrigérante établissant le contact entre la vapeur d'échappement et l'eau froide ;

2° Le poids de l'eau réfrigérante à faire circuler par unité de temps contre cette surface.

Il est évident, entre certaines limites toutefois, que si l'on augmente la première on peut diminuer la seconde et inversement. On suppose implicitement que l'épaisseur et la conductibilité du métal dont sont constitués les tubes est la même dans tous les cas, sinon il faudrait en tenir compte également. Toutefois, en pratique, le diamètre, l'épaisseur et la composition des

tubes du condenseur sont si généralement uniformes que l'on peut poser des règles à peu près rigoureuses permettant de déterminer *à priori* la surface ou le volume d'eau de circulation sans tenir compte des autres éléments du condenseur.

On peut adopter les chiffres suivants :

Pression finale absolue sur le piston	Surface condensante par cheval indiqué	Volume d'eau réfrigérante par cheval
Kg	m^2	m^3
2,10	0,28	0,450
1,40	0,23	id.
0,70	0,17	id.

En réalité, on doit compter sur ces derniers chiffres en pratique. Ils correspondent à peu près à une contrepression normale de $0^k,20$ sous le piston et à une température de 40° à 45° au condenseur.

Quand le navire est destiné à naviguer dans les mers chaudes, on pourra augmenter ces chiffres de 10 °/₀ et les diminuer d'autant au contraire s'il est appelé à ne pas quitter les mers froides.

M. Bienaymé indique les chiffres suivants :

Température de l'eau de mer	Surface réfrigérante par cheval
C	m^2
15°	0,20
10°	0,16

dans le cas où le volume d'eau réfrigérante est de 425 litres par cheval.

Dans les torpilleurs et dans certains navires de guerre pour lesquels on recherche avant tout la légèreté, on est descendu jusqu'à $0^{m^2},13$ seulement de surface réfrigérante par cheval.

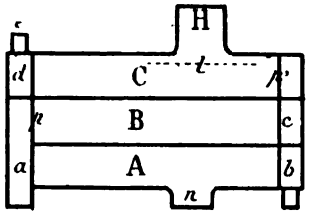
139. — Condenseurs à Surface. — Nous n'examinerons pas pour le moment les condenseurs à injection qui, fort simples d'ailleurs et généralement inséparables des pompes à air, seront décrits en temps avec celles-ci.

Dans tous les condenseurs à surface de construction moderne l'eau réfrigérante circule à l'intérieur des tubes sur la surface extérieure desquels vient se condenser la vapeur. Pour que, aux températures auxquelles a généralement lieu le fonctionnement à la vitesse adoptée pour la circulation et avec le diamètre usuel des tubes, la transmission de chaleur de la vapeur à l'eau ait le temps de s'opérer dans de bonnes conditions, il convient de donner aux tubes une certaine longueur. La place manque le plus souvent pour que l'on puisse donner au condenseur la longueur suffisante et l'on y remédie en superposant deux ou trois faisceaux tubulaires que l'eau traverse successivement en sens inverse avant de s'échapper au dehors ; on obtient ainsi le par-

cours nécessaire. On ne doit pas oublier toutefois que la résistance due à la circulation dans ces condenseurs est plus grande à cause des remous qui se forment et des changements de vitesse. L'eau froide doit arriver dans le faisceau inférieur ; comme elle s'échauffe au fur et à mesure de son passage à travers les tubes, on obtient ainsi une circulation méthodique, c'est-à-dire que l'eau la plus chaude passe dans les tubes supérieurs et se trouve en contact avec la vapeur la plus chaude, l'échappement étant toujours opéré à la partie supérieure du condenseur.

La figure de principe 438 représente, en coupe longitudinale, un condenseur à surface du type le plus employé, à trois circulations. L'eau réfrigérante arrive en *b*, traverse le faisceau tubulaire A, se rend dans la boîte *a* d'où elle passe, à travers le faisceau B, de la boîte *c* elle se rend dans les tubes C puis au dehors, par l'orifice *e* qui surmonte la boîte *d*. Les tubes, d'égale longueur, sont fixés dans deux plaques tubulaires *pp'* disposées de telle sorte que l'eau ne soit nulle part en contact direct avec la vapeur et ne puisse pénétrer dans le condenseur. La vapeur d'échappement arrive dans le condenseur par la tubulure H sous laquelle se trouve un écran *l* qui répartit le courant de vapeur de part et d'autre du faisceau tubulaire. L'eau résultant de la condensation s'accumule en *n*, au fond du condenseur d'où elle est aspirée au fur et à mesure par la pompe à air.

Fig. 438



La forme circulaire est celle qui convient le mieux au condenseur au point de vue de sa résistance à la pression extérieure et c'est celle que l'on adopte quand on le peut et quand le condenseur est indépendant de la machine. Toutefois, dans tous les navires du commerce et dans un très grand nombre de navires de guerre, le condenseur, nous l'avons vu, fait partie intégrante du bâti de l'appareil principal ; on lui donne alors la forme la plus convenable pour cette application spéciale, d'autant plus que son épaisseur, déterminée par celle du bâti, est plus que suffisante pour lui assurer la résistance nécessaire, quelle que soit la forme de sa section. Le condenseur est alors de section rectangulaire ou ovale, forme qui se prête d'ailleurs très bien à une circulation multiple et à la superposition des deux ou trois faisceaux de tubes que l'on doit y adapter.

La figure 444 représente, en coupe transversale, un condenseur en fonte de machine du commerce formant support de cylindre. Ce condenseur est en E, il comporte deux faisceaux tubulaires équivalents *a* et *a'*. On en verra d'autres formes figures 109, 110, 114, 121.

On trouvera figures 441-442, en élévation et coupe longitudinale, le dessin complet d'un semblable condenseur donnant les détails de construc-

tion. Ce condenseur est composé de deux parties A et A', réunies par un joint vertical *cd*, venues de fonte chacune avec un des supports BB des cylindres et les portions de la plaque de fondation C dont on voit sur la figure les brides et les nervures. Ce condenseur est consolidé intérieurement par les nervures *f*; l'arrivée de vapeur se fait par la tubulure H. Les plaques tubulaires *a* et *a'* sont maintenues par des vis sur les brides *ll'* du condenseur. L'arrivée et la sortie de l'eau réfrigérante, sa circulation entre les trois faisceaux tubulaires se font dans les chambres MM, appelées coquilles, ménagées, entre les plaques tubulaires et les couvercles ou portes DD'D", EE'E", qui se retirent pour la visite et le nettoyage des tubes. Les chicanes *nn'* servent à diviser le courant d'eau et à établir la circulation successivement dans les trois faisceaux. L'eau de condensation tombe dans une poche *o*, d'où elle se rend sous les clapets de la pompe à air.

Dans certains croiseurs à grande vitesse ou torpilleurs, les condenseurs, très légers, sont formés de viroles en cuivre rouges réunies par des clouures étamées. Ces condenseurs sont de forme cylindrique (fig. 443). L'enveloppe est réunie aux plaques tubulaires par des cornières en bronze sur lesquelles elles sont rivées. Les coquilles du condenseur sont en bronze et rapportées.

Les plaques tubulaires des condenseurs se font en bronze, en métal de Muntz ou mieux en laiton laminé, elles doivent avoir une épaisseur de 25 à $30^{m}/^{m}$ environ afin d'être assez résistantes et de permettre l'installation, dans leur épaisseur, des garnitures assurant l'étanchéité des tubes.

Ces plaques sont quelquefois, surtout dans les condenseurs cylindriques, reliées entre elles par quelques tirants comme en A figure 446.

Les tubes de condenseur se font en laiton à 70 0/0 de cuivre au moins, étamés intérieurement et extérieurement, leur diamètre extérieur varie entre 16 et $20^{m}/^{m}$ et leur épaisseur entre 1 et $1,4^{m}/^{m}$. Dans la pratique moderne on les fixe sur les plaques au moyen de petits presse-étoupes garnis en coton imbibé de suif ou de céruse ou en rondelles de papier huilé.

Quand les tubes ont une longueur supérieure à 120 fois leur diamètre, il est indispensable de les soutenir en leur milieu à l'aide d'une fausse plaque tubulaire en laiton dans laquelle ils pénètrent à frottement doux.

La circulation de l'eau, à l'intérieur des tubes du condenseur, peut être assurée, soit directement par la vitesse du navire, soit au moyen d'une pompe spéciale dite de *circulation*.

La circulation n'est opérée par le sillage que dans les très petits bâtiments et ne peut s'effectuer que dans un sens, sans retour; il n'y a par conséquent dans ce cas qu'un seul faisceau tubulaire.

Dans la plupart des navires de commerce de construction anglaise, la circulation est assurée par une pompe à mouvement alternatif mue par la même traverse que la pompe à air (voir fig. 462). En France, on préfère

généralement opérer la circulation au moyen d'une pompe centrifuge, improprement appelée *turbine*, indépendante de la machine principale.

140. — Les Pompes à Air se font à simple ou à double effet, elles peuvent être en outre horizontales ou verticales.

Les pompes verticales sont presque toujours à simple effet; les pompes horizontales sont généralement à simple effet pour les machines fixes et à double effet pour les machines marines.

On accole souvent deux pompes à simple effet, dont les pistons sont animés de mouvements opposés, qui constituent en réalité par leur réunion une pompe à double effet.

Dans les *machines fixes horizontales*, les pompes à air peuvent être actionnées, soit directement par le prolongement de la tige du piston, soit par un balancier vertical articulé sur la crosse ou actionné par une bielle montée sur le bouton de manivelle, soit directement par une bielle articulée sur le bouton de manivelle, sans l'intermédiaire d'un balancier, soit enfin, plus rarement, par un excentrique ou une manivelle spéciale calés sur l'arbre.

Dans les *machines marines* et en général dans les *machines à pilon*, les pompes à air, dans l'immense majorité des cas, sont verticales et actionnées par un balancier articulé au moyen des menottes sur la crosse de la tige de piston (fig. 444). Quand cette disposition n'est pas applicable, on actionne le balancier à l'aide d'un excentrique ou d'une manivelle calés sur l'arbre.

Le piston de la pompe peut aussi être actionné par une bielle, présentant une certaine obliquité, articulée d'une part à ce piston et de l'autre en un point de la crosse. La pompe est alors légèrement inclinée.

Dans les *appareils de navigation horizontaux*, la pompe à air est souvent mue par une tige spéciale boulonnée sur le piston et sortant du cylindre par un presse-étoupes spécial, disposition autrefois classique pour les machines à bielle en retour. D'autres fois, elle est mue directement par un excentrique calé sur l'arbre. La pompe est dans tous les cas horizontale.

Aujourd'hui, dans la plupart des navires du guerre, les pompes à air, disposées verticalement quand on le peut, sont mues par une machine indépendante spéciale qui actionne aussi la pompe de circulation et souvent les pompes alimentaires et de cale.

Dans les machines à aubes, la pompe à air, verticale, est directement actionnée par une manivelle placée au milieu de l'arbre moteur.

Nous reviendrons plus loin sur les avantages ou les inconvénients que peuvent présenter ces différents systèmes de commande pour ne nous attacher, actuellement, qu'au fonctionnement et à la construction des pompes proprement dites.

141. — Les Pompes à Air Verticales, qui appartiennent au système dit élévatoire, sont préférables aux pompes horizontales, l'expérience ayant prouvé qu'elles donnent presque toujours un meilleur vide tout en étant d'un entretien plus facile. Ce fait est surtout dû à ce que le courant d'eau et d'air qui les traverse circule toujours dans le même sens, de bas en haut, sans qu'il ait à revenir sur lui-même. En outre, les clapets sont constamment recouverts d'une couche d'eau qui assure leur étanchéité et leur bon fonctionnement et les espaces morts peuvent être considérablement réduits.

Ces pompes ont presque toujours trois jeux de clapets : des *clapets de pied*, des *clapets sur le piston* et des *clapets de tête* au refoulement. Toutefois, quelques constructeurs suppriment les clapets de pied, ce qui, au premier abord, semble devoir entraver le fonctionnement; il n'en est rien cependant, cette simplification s'étant souvent traduite au contraire par une amélioration du vide, surtout pour les machines à grande vitesse. C'est que les clapets du piston, au commencement de la période de refoulement, se lèvent sous l'action de leur inertie propre ou de celle de la colonne d'eau et du vide créé au-dessus du piston par son mouvement de descente. Cette disposition n'est toutefois pas à recommander pour les pompes à marche lente dans lesquelles l'effet de l'inertie ne saurait se produire d'une manière assez sensible.

Il y a lieu de distinguer ici deux genres de pompes : les pompes ordinaires, dans lesquelles le piston est mû par une tige de petit diamètre et dans lesquelles la période de refoulement s'opère entièrement pendant la montée du piston en même temps que la période d'aspiration ; les pompes à fourreau dans lesquelles la tige du piston est constituée par un gros plongeur qui, pendant sa descente, vient diminuer le volume du corps de pompe et produit ainsi une seconde période de refoulement. Si le volume engendré par le plongeur parvenu au bas de sa course est égal par exemple à la moitié de celui du volume engendré par le piston lui-même (ce qui d'ailleurs est rarement le cas en pratique), il y a refoulement d'une égale quantité d'eau ou d'air à la descente et à la montée du piston. Avec ce système, on ne peut évidemment supprimer les clapets de pied sans perdre les avantages dus à la présence du plongeur. Ce genre de pompe présente cet avantage que, le refoulement étant divisé en deux périodes, le travail de la pompe est un peu moindre pendant la course montante.

Les clapets jouent un très grand rôle dans le fonctionnement de la pompe et l'on ne saurait attacher trop d'attention à leur arrangement, surtout dans les machines à condensation par surface dans lesquelles la pompe n'aspire à chaque coup qu'une faible quantité d'eau. Souvent même, surtout si la pompe est largement calculée, elle ne débite pas d'eau à chaque course, l'aspiration du liquide ne se produisant que quand l'eau vient s'accumuler sous les clapets de pied.

Pour obtenir un fonctionnement régulier et, par conséquent, un bon vide,

il est indispensable que la partie inférieure du corps de pompe soit placée en contre-bas du fond du condenseur, de sorte que l'eau s'écoule naturellement dans la pompe.

Un vide partiel existant dans le condenseur et la poussée due à la charge de l'eau sur les clapets de pied étant toujours faible, il faut, pour que ces clapets se soulèvent, qu'ils soient très légers et très mobiles, la pompe ne pouvant créer qu'un degré de vide peu supérieur à celui qui règne au condenseur. Ceci est également vrai pour les clapets du piston, surtout quand il n'y a pas de clapets de pied.

Les clapets de tête doivent être disposés de manière qu'ils soient toujours recouverts d'une couche d'eau qui empêche les rentrées d'air.

142. — Proportions des pompes à air. — La pompe à air est mal dénommée, car elle a pour but d'extraire du condenseur l'eau de condensation et l'eau réfrigérante (si l'appareil est à injection) autant que l'air mélangé à la vapeur ou provenant des fuites.

Si donc la pompe à air est destinée à accompagner un condenseur à surface, elle pourra présenter en principe un volume beaucoup moins considérable que pour un condenseur à injection, puisqu'elle n'a plus à extraire l'eau réfrigérante. Néanmoins, dans les appareils de navigation qui en sont munis, par une précaution peut-être excessive, on donne aux pompes à air des condenseurs par surface un volume peu inférieur à celui qui serait nécessaire pour un condenseur à jet, en vue de prévoir soit des fuites graves survenues à la tubulure du condenseur, soit une avarie à la pompe de circulation qui obligerait à fonctionner par injection directe. En général, on adopte un moyen terme et on donne aux pompes un volume intermédiaire entre celui qui serait nécessaire pour un condenseur à injection de même puissance et un condenseur à surface supposé parfait et sans fuites.

La marche par jet, dans un tel condenseur, ne devant être adoptée qu'en cas d'avarie, il est rationnel d'admettre que l'on puisse sacrifier l'allure de la machine dans ces conditions et fonctionner à puissance réduite. C'est seulement pour les bâtiments de combat que l'on peut être amené, par des raisons de sécurité, à proportionner les pompes à air en vue d'un fonctionnement aussi satisfaisant pour les deux genres de condensation.

La pompe à air absorbant une notable fraction de la puissance totale développée sur le piston, de 2 à 3 °/₀ lorsque la condensation se fait par injection et de 1 à 1,5 °/₀ lorsqu'elle s'opère par surface, il importe de limiter le volume de la pompe à air à ce qui est strictement nécessaire pour assurer un vide normal au condenseur. Les proportions indiquées ci-dessous paraissent consacrées par la pratique.

Condensation par injection. — Soit V le volume du cylindre échappant di-

rectement au condenseur et V′ celui de la pompe à air, $V' = 0{,}12$ à $0{,}18$ V, pour les pompes à simple effet. Ces chiffres, le dernier surtout, sont un peu forts pour les machines à double ou triple expansion.

On suppose, dans ce qui précède, que la pompe est mue directement par la machine et donne par conséquent, dans un temps donné, le même nombre de coups de piston que l'appareil moteur. Si la pompe est mue par un moteur indépendant ou par une transmission à engrenages et que sa vitesse ne soit pas la même, on devra, dans le calcul de son volume, faire intervenir la différence de vitesse et considérer V′ comme le volume engendré par la pompe pendant un tour complet de la machine principale.

Condensation par surface. — On peut adopter la formule

$$D = 0{,}31 \sqrt{\frac{P_i}{N\,L}}$$

où L = course de la pompe à air ;

D = diamètre 'id. ;

N = nombre de courses utiles de la pompe par minute, soit le nombre de tours pour les pompes à simple effet et le double de ce nombre pour les pompes à double effet :

P_i = puissance indiquée sur le piston.

Dans la Marine française, si V et V′ représentent respectivement comme plus haut les volumes du cylindre de détente finale et de la pompe à air, on prend, pour les pompes à simple effet, $V' = 0{,}10$ à $0{,}12$ V ; le dernier chiffre est un peu fort pour les appareils à triple expansion.

Les constructeurs anglais admettent un rapport plus faible et prennent généralement $V' = 0{,}085$ V pour les machines compound et $V' = 0{,}070$ V pour les machines à triple expansion.

La section de passage que les clapets laisseront libre quand ils seront entièrement soulevés devra, toutes choses égales d'ailleurs, dépendre de la vitesse du piston. En principe, les clapets de pied, débitant sous une très faible charge, devront avoir une plus grande section que les clapets de tête, mais il n'y a pas d'inconvénient à donner à ceux-ci une section aussi grande qu'aux premiers.

Si l'on appelle s la section des clapets de pied, S celle du piston de la pompe à air et V sa vitesse, on a

$$\frac{s}{SV} = 0{,}25 \text{ à } 0{,}60$$

suivant les cas. On voit qu'il n'y a pas de règle bien fixe et cette formule ne donne en somme que des limites extrêmes. Il est bien évident d'ailleurs que le mode de construction des clapets, leur efficacité présumée, l'emplacement qui leur est donné, devront avoir une influence sur la section que l'on juge nécessaire de leur donner.

143. — Les Condenseurs et les Corps de Pompes à air se font presque toujours en fonte. Dans les appareils de navigation, on confectionne souvent les corps de pompe en bronze ou, tout au moins, on les munit intérieurement d'une chemise en bronze ainsi que toutes les parties frottantes soumises à l'action continue de l'eau. Cette disposition, particulièrement nécessaire avec l'eau de mer dont on connaît les propriétés corrosives, sont à recommander aussi pour les machines fixes, aussi beaucoup de constructeurs y ont-ils recours.

Dans l'étude d'une pompe à air, on doit prévoir les dispositions nécessaires pour faciliter autant que possible la visite des clapets et le démontage du piston sans avoir recours à des dispositifs compliqués et dispendieux. Ces démontages, surtout dans les machines marines, doivent pouvoir s'opérer très rapidement, car ils sont quelquefois nécessaires en cours de route si le vide vient à tomber subitement pour une cause inconnue.

144. — Dispositions d'ensemble des Condenseurs et Pompes à air de Machines fixes. — Il est impossible, quand il s'agit des machines fixes, de séparer l'étude de la pompe à air de celle du condenseur, ce dernier, toujours à injection et de forme généralement très ramassée, étant d'ordinaire intimement lié à la première dont il forme souvent l'enveloppe extérieure et le support, surtout dans les appareils de construction récente où l'on trouve des condenseurs d'une extrême compacité.

La figure 445 représente, en coupe longitudinale, le condenseur autrefois le plus répandu et que l'on retrouve encore, avec quelques variantes, sur les machines à balancier.

Le condenseur, de forme tronconique, est en F, il porte à sa partie supérieure une bride *ef* sur laquelle vient se boulonner la conduite d'arrivée de vapeur H, également en fonte. Le joint de cette bride est à emboîtement pour éviter les rentrées d'air. L'eau d'injection arrive par le tuyau I ; on en règle le débit du dehors à l'aide du clapet à vis *v* commandé par un volant extérieur K. L'eau, appelée par le vide, jaillit à l'intérieur du condenseur en nappe annulaire quand ce clapet est soulevé et la vapeur, arrivant par le conduit H, vient se condenser à son contact. L'eau s'accumule dans le fond V du condenseur d'où elle est aspirée par la pompe à air A à travers le clapet de pied E. Celui-ci se soulève quand le piston de la pompe s'élève sous l'action du poids de la colonne d'eau qui le charge du côté du condenseur ou de la différence de pression entre les deux récipients V et V′ créée par le mouvement du piston. Dans cette disposition, le vide au condenseur, commandé par l'efficacité de la pompe à air, peut rarement être très bon à cause du trop grand espace mort V′ de cette dernière.

Le piston P est du type dit *élévatoire* ; il est annulaire et percé en son

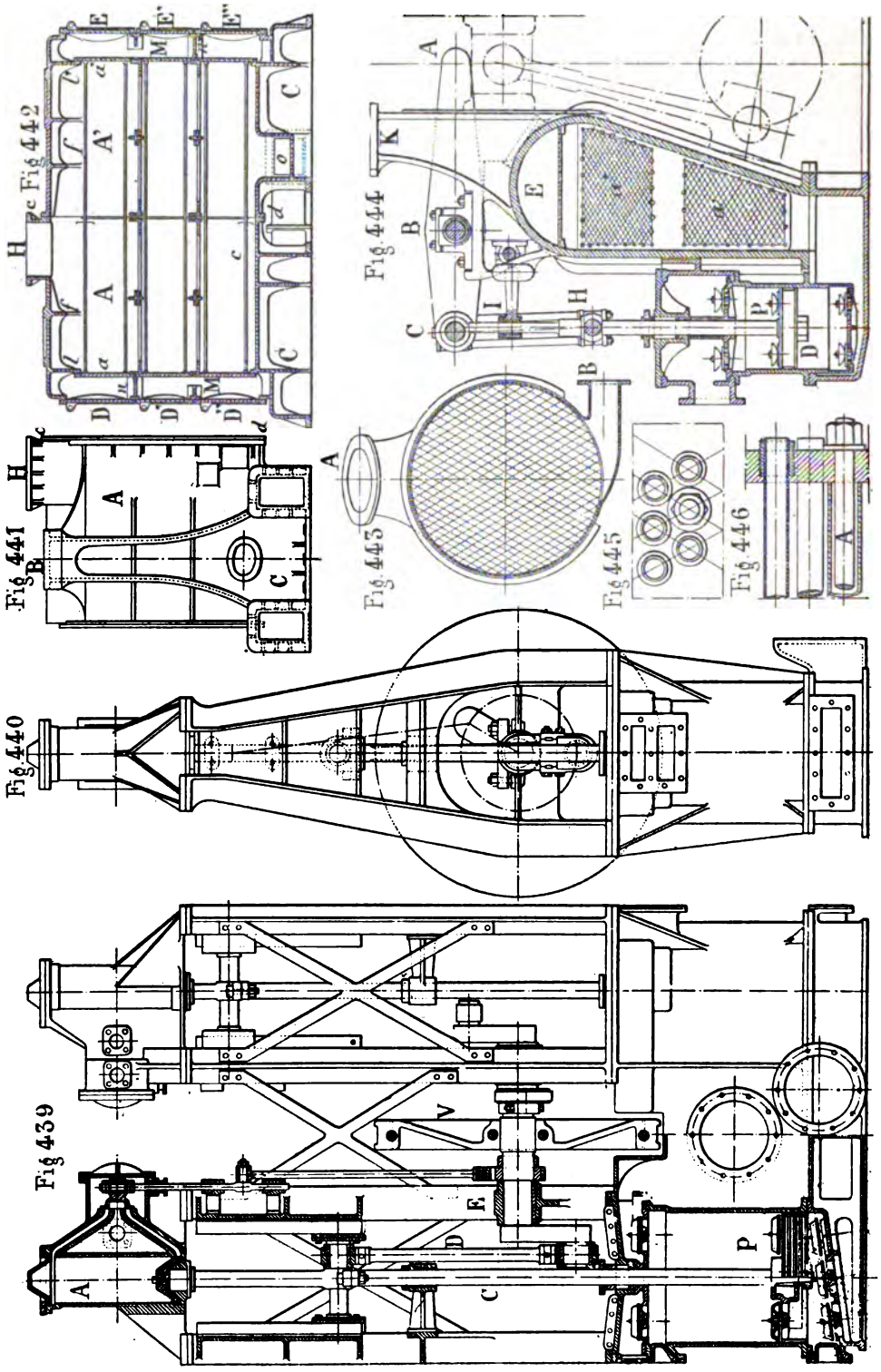


Fig. 439 à 446. — Pompes à air et condenseurs de machines marines.

centre d'un large orifice muni d'un clapet qui se ferme quand le piston monte et s'ouvre au contraire quand il descend. Grâce à cette disposition, le piston, lors de sa course ascendante, crée un certain vide dans l'espace compris au-dessous de lui, en même temps qu'il refoule dans la bâche, placée au-dessus, en B, l'eau extraite du condenseur lors du coup précédent et que le clapet du piston empêche de retomber en V'. De même, le clapet de tête C, qui se soulève quand le piston monte et retombe au début de sa descente, empêche l'eau qui se trouve dans la bâche de s'écouler à nouveau dans le corps de pompe. Quand le niveau dans la bâche a dépassé une certaine hauteur, l'eau s'écoule au dehors par l'orifice O. Il est bon que ce dernier soit situé un peu au-dessus des clapets de tête afin que ceux-ci soient toujours recouverts d'une légère couche d'eau qui leur assure une étanchéité suffisante.

Quand le piston descend, il ne se produit rien de particulier, si ce n'est que le clapet du piston se soulève pour laisser passer, sur sa face supérieure, l'eau qui se trouve accumulée dans le corps de pompe par la période antérieure d'aspiration et la pompe ne développant aucun travail. Le clapet du piston se ferme par l'effet de l'inertie et de la pression qui s'exerce à sa partie supérieure quand le piston commence sa course ascendante. Le clapet de pied E est resté fermé pendant toute la course descendante.

Dans l'appareil pris comme exemple, le corps de pompe A, en fonte, alésé, est placé sur un socle V' auquel il est boulonné par un joint *ab*. Ce socle V' est creux et sert de conduit reliant la pompe au condenseur proprement dit.

Les pompes à air verticales ne sont pas toujours du type élévatoire ; leur piston peut être plein ou à plongeur. Nous en donnerons deux exemples typiques. Le premier représenté figure 460 est emprunté à une machine construite par M. Pauwels, de Rouen. Le corps de pompe A présente une forme demi-circulaire limitée à sa partie supérieure par une cloison horizontale, disposée suivant un diamètre, qui porte en C les clapets d'aspiration et en C' les clapets de refoulement ; le plongeur P est représenté à mi-course. La chambre B communique avec le condenseur et D avec la bâche. Cette disposition a pour effet de supprimer les espaces morts, le corps de pompe étant toujours rempli d'eau quand le plongeur est à la partie inférieure de sa course, puisque le refoulement s'opère par la partie supérieure du corps de pompe. Il en résulte que l'on peut obtenir un très bon vide.

Les clapets, de forme spéciale, sont petits et nombreux ; ils sont contrôlés par des ressorts à boudin de grande élasticité.

Le plongeur est actionné par une bielle F articulée sur son fond par une rotule *a* et commandée par un levier H dont la branche verticale, non visible sur la figure, est mue par le prolongement de la tige du piston.

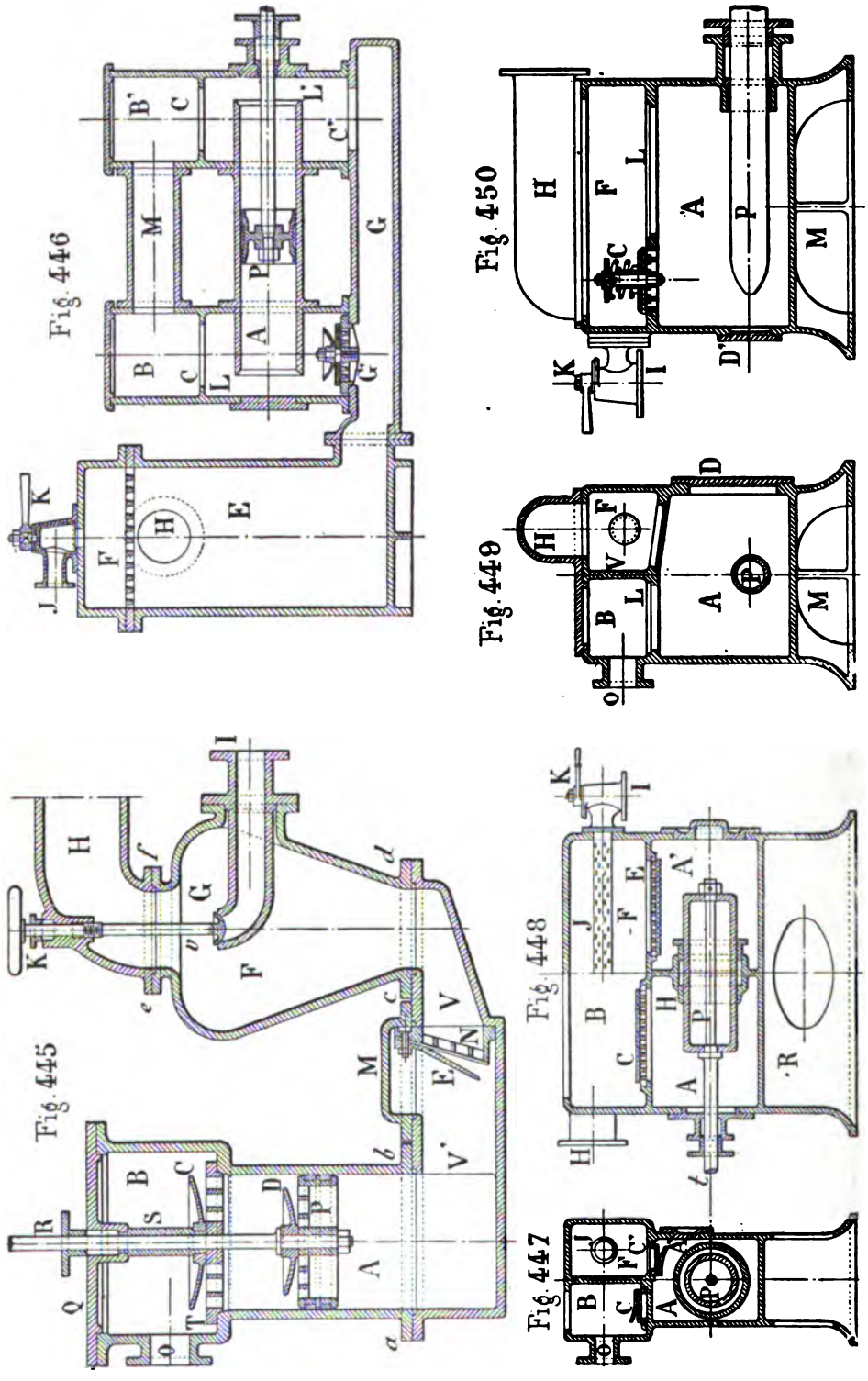


Fig. 445 à 450. — Pompes à air et condenseurs de machines fixes.

Le second exemple nous sera donné par une pompe représentée figure 459 et due à MM. J. Boulet. Le piston P, qui est plein, se meut dans un corps de pompe assez vaste, A, parallèle à une chambre B avec laquelle il communique par un vaste orifice et qui est limitée, à sa partie supérieure par le clapet de refoulement C′, et à sa partie inférieure par le clapet d'aspiration C. Cette disposition offre le même avantage que la précédente, les espaces morts étant remplis par l'eau chaque fois que le piston est à fond de course au moment même où la période d'aspiration va commencer. Les clapets, circulaires et métalliques, sont de grand diamètre, de sorte qu'il suffit d'une faible levée pour donner une section de passage suffisante. Ils sont guidés par une même tige *a* qui les traverse en leur milieu et sont contrôlés par des ressorts à boudin. Les chapelles des clapets communiquent, avec le condenseur par D, avec la bâche par E.

On trouvera figure 454, en élévation et demi-coupe, un groupe de deux pompes à air à simple effet commandées par un balancier et disposées de telle sorte que l'une se trouve à l'extrémité supérieure de sa course quand l'autre est à la partie inférieure de la sienne. L'ensemble de ces deux pompes constitue donc un appareil à double effet. Cet arrangement est d'une grande compacité.

Nous n'en dirons pas plus pour le moment des pompes verticales décrites avec plus de détail dans le paragraphe relatif aux machines marines.

145. — Les Pompes à Air Horizontales, qu'elles appartiennent aux machines fixes ou marines, offrent toutes cette particularité que leur piston est plein et que le courant d'eau ou de gaz, aspiré et refoulé, ne le traverse jamais. Ce piston, qui est à plongeur ou du type ordinaire, agit en réalité sur une certaine masse d'eau qui l'entoure et qui, étant incompressible, suit ses mouvements et crée le vide, non directement contre le piston mais à la partie supérieure du corps de pompe. Les clapets d'aspiration et de refoulement peuvent donc être disposés soit à la partie haute, soit à la partie basse, soit sur le côté du corps de pompe. Dans le condenseur représenté figures 449-450 par exemple, le véritable piston est constitué en réalité par le volume d'eau qui remplit le condenseur quand le plongeur P est à fond de course. Lorsque celui-ci se retire, le volume augmente et le niveau de l'eau baisse dans le corps de pompe A qui a un volume supérieur à celui qu'engendre le piston. En baissant de niveau, l'eau crée au-dessus d'elle un vide d'autant plus parfait que le corps de pompe était mieux rempli au début de la course et les clapets d'aspiration se soulèvent; ils y sont d'ailleurs aidés par l'emplacement qui leur est donné, lequel les porte à s'ouvrir sous l'action de leur propre poids, dès que la pression devient la même dans le corps de pompe et dans le condenseur. C'est seulement grâce à l'eau qui le

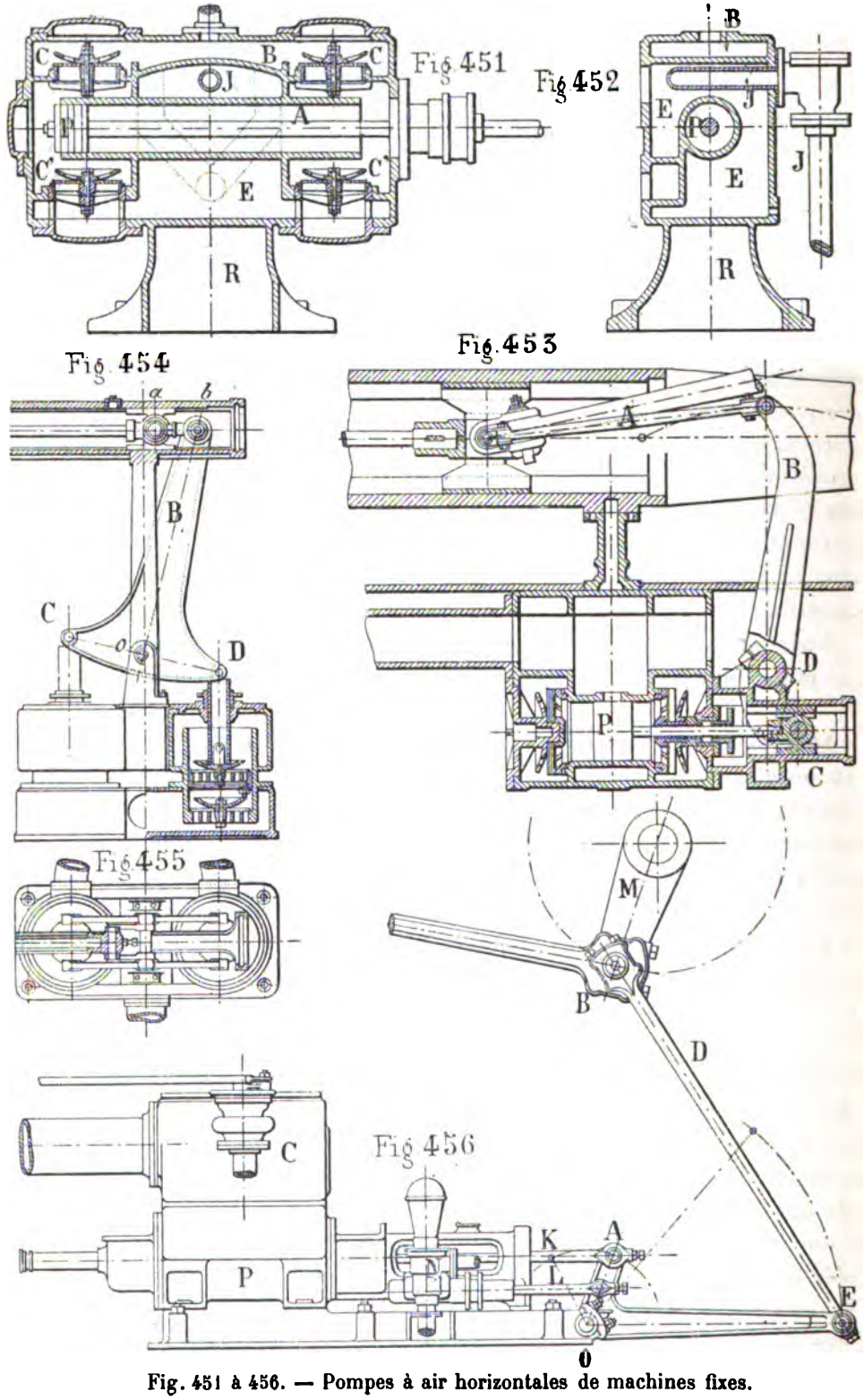


Fig. 451 à 456. — Pompes à air horizontales de machines fixes.

remplit quand le piston est à fond de course que l'on peut adopter des pompes à air horizontales à grand corps de pompe et à espaces morts considérables.

Ces pompes se font à simple ou à double effet ; dans le premier cas, elles sont toujours à plongeur : dans le second, elles sont, soit à piston plein, soit à plongeur. On peut aussi les répartir en deux classes, à longue et à faible course, suivant que le piston est directement actionné par un prolongement de la tige du piston comme figures 448, 450, 458, ou par un balancier réducteur de course comme figures 453-456.

On trouvera figures 449-450 une des dispositions les plus usitées pour les pompes de machines fixes, à simple effet. Le corps de pompe est constitué par une vaste chambre rectangulaire A dans laquelle se meut un plongeur P, creux, qui y pénètre à travers un presse-étoupes. La partie supérieure est divisée par la cloison horizontale L et la cloison verticale V, en deux chambres distinctes, F et B, qui constituent respectivement le condenseur et la bâche. Les clapets d'aspiration qui correspondent au premier et les clapets de refoulement qui donnent accès dans la seconde, sont placés sur la cloison L ; les premiers s'ouvrent de haut en bas, les autres de bas en haut. Dans l'exemple choisi les clapets sont circulaires et métalliques, mais ils pourraient aussi bien être rectangulaires et confectionnés en caoutchouc.

La cavité, formant condenseur, est fort petite, trop petite même pour une parfaite stabilité du vide. L'eau d'injection, dont on règle le débit par le robinet K, arrive par un tuyau crépiné horizontal et se répand en pluie sur tout son pourtour. La vapeur à condenser arrive par le conduit H. Le trop-plein de la bâche est en O.

Cette pompe est à simple effet. Quand le plongeur sort du corps de pompe, il y a aspiration dans le condenseur ; quand il y rentre, les clapets de tête se ferment, ceux de la bâche se lèvent et il y a refoulement au dehors de l'air aspiré et du mélange d'eau de condensation et d'injection.

Le corps de pompe, placé dans l'axe du cylindre, repose sur le massif de fondation par l'intermédiaire d'un socle M. Il est muni de portes de visite D et D'.

Les figures 457-458 représentent une pompe du même genre, construite par MM. Lecouteux et Garnier ; elle ne diffère guère de la précédente que par l'addition d'un support *a* servant à guider le plongeur P, conduit par une tige *b* qui, sans cette précaution, ne serait pas suffisamment rigide, et par l'adoption de clapets très nombreux et de petit diamètre dont nous verrons ailleurs les avantages.

On remarquera que, dans ces pompes, les plongeurs se terminent, du côté intérieur, par une surface tronconique ayant pour effet de diminuer le choc qui a lieu au commencement de la course de refoulement quand le corps de pompe est plein d'eau.

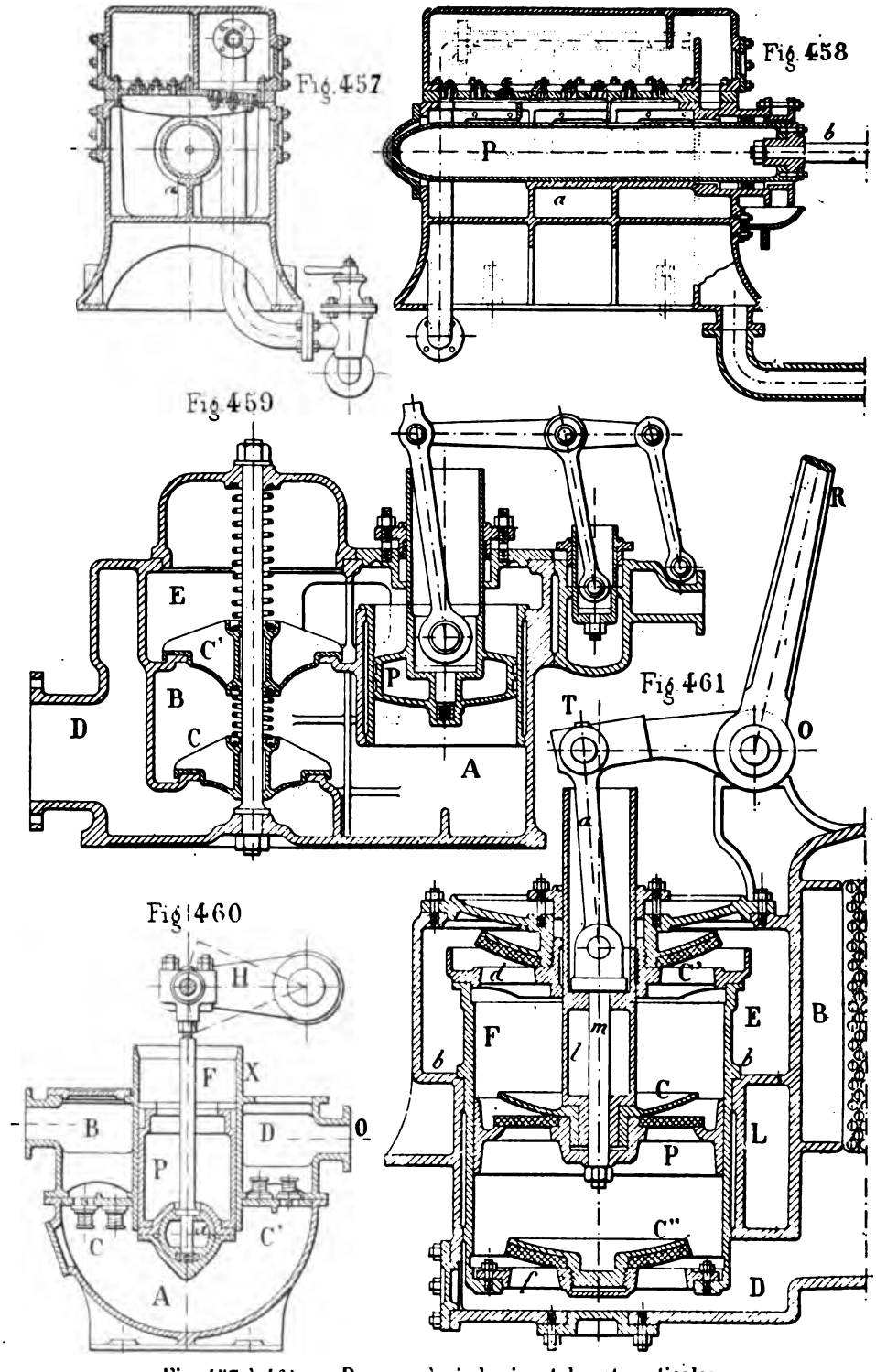


Fig. 457 à 461. — Pompes à air horizontales et verticales.

La disposition des figures 447-448 est relative au même système appliqué à une pompe à double effet. Le corps de pompe se compose de deux chambres distinctes A et A′ séparées par une cloison transversale que le plongeur P traverse au moyen d'un presse-étoupes H. Chacune de ces chambres constitue un corps de pompe à simple effet et le fonctionnement à double effet n'est obtenu que par leur réunion; grâce à cette ingénieuse disposition, c'est le même plongeur qui agit des deux côtés. Il est entraîné par une tige *t* qui est reliée à celle du piston moteur. Le presse-étoupes H est quelquefois remplacé, surtout dans la Marine, par une bague très large bien alésée, sur la surface intérieure de laquelle on a tracé des gorges annulaires pour diminuer les chances de fuite, et souvent garnie en outre d'une bague en gaïac que l'on remplace après usure.

Chacune des chambres A et A′ comporte deux jeux de clapets C et C′; les premiers, de refoulement, correspondent avec la bâche B; les autres, d'aspiration, correspondent au condenseur F. Les deux chambres et l'arrivée d'eau d'injection sont disposées comme dans le condenseur précédemment décrit. Les clapets sont, dans l'espèce, de forme rectangulaire et en caoutchouc. Le condenseur repose sur les fondations par un socle K venu de fonte, il comporte les portes de visite nécessaires pour son bon entretien.

On trouvera, fig. 446, un exemple de pompe horizontale à double effet à piston, assez volumineuse, et qui ne peut être employée que dans des applications où la place ne fait pas défaut. La pompe est indépendante du condenseur. Le corps de pompe A est maintenu par deux embases entre deux chapelles verticales formant en L et L′ le prolongement du corps de pompe et en BB′ la bâche. Les deux chambres qui constituent cette dernière sont réunies par un conduit en fonte M qui les entretoise. Ces chapelles sont montées à la partie supérieure d'une chambre horizontale G qui continue le condenseur à sa partie basse et sert à l'aspiration de l'eau et de l'air extraits du condenseur. Les soupapes d'aspiration sont en C′C′, les soupapes de refoulement en CC.

Le condenseur est formé par un cylindre vertical E dans lequel l'eau d'injection arrive à la partie haute par un tuyau J contrôlé par un robinet K; elle retombe en pluie dans le condenseur après avoir traversé une grille métallique placée en F. La vapeur d'échappement arrive par l'ouverture H, de sorte qu'elle se trouve immédiatement en contact avec la nappe d'eau réfrigérante.

Le condenseur, représenté en coupe longitudinale et transversale (fig. 451 et 452), est beaucoup plus compact, le condenseur, la bâche et le corps de pompe étant venus de fonte d'une seule pièce et remarquablement groupés. A est le corps de pompe et P le piston, E le condenseur et B la bâche ; I l'arrivée d'eau d'injection, J le tuyau crépiné qui l'amène dans le condenseur au

contact de la vapeur. Les clapets d'aspiration sont en CC′ et ceux de refoulement en CC. Ces clapets sont, on le voit, montés sur des sièges facilement démontables et visitables. Le condenseur repose sur les fondations par l'aide d'un socle étroit, R, venu de fonte.

On trouvera, figure 453, la coupe longitudinale d'une pompe à double effet à course réduite, commandée par un balancier articulé sur la crosse motrice.

Ces pompes ont toutes un défaut commun, c'est que les clapets d'aspiration étant horizontaux, l'eau est aspirée la première, l'air ne pouvant l'être qu'après que toute l'eau a été épuisée. Si, pour une raison quelconque, cette dernière est en abondance, l'air peut n'être pas aspiré pendant quelques instants et le vide baisse. On peut y remédier, comme on l'a fait dans la Marine, en étageant les clapets de telle sorte que, au début de la course du piston de la pompe, les clapets supérieurs aspirent de l'air tandis que ceux du bas aspirent de l'eau.

146. — Les Pompes à air des machines Marines ne diffèrent nullement en principe de celles qui sont employées pour les machines fixes ; nous ne les avons classées dans un paragraphe spécial que par suite de leurs proportions et de leurs dispositions de détail un peu différentes.

Ces pompes sont toujours verticales dans les machines à pilon qui, nous l'avons vu, forment l'immense majorité des appareils de navigation.

La figure 463 représente en coupe verticale l'ensemble de ce genre de pompe tel qu'il est généralement employé.

Le corps de pompe A, en fonte, est revêtu intérieurement d'une chemise en bronze ayant pour but d'éviter sur la fonte l'action corrosive de l'eau de mer. Comme le bronze est un métal coûteux, on ne l'emploie le plus souvent qu'à l'état de garnissage intérieur, ce qui permet de lui donner une faible épaisseur ; c'est seulement dans les très petites machines que l'on fait le corps de pompe et les chapelles en bronze. D'ailleurs l'action de l'eau de mer n'est réellement nuisible que sur les parties frottantes.

La chemise est venue de fonte avec la cloison horizontale *b* qui porte les clapets C′ de refoulement. Le corps de pompe s'élargit à sa partie supérieure pour former une chambre D communiquant avec la bâche par le tuyau de décharge O. Un couvercle L permet de visiter les clapets C et de retirer le piston, ce qui, toutefois, ne peut s'opérer qu'après avoir enlevé la chemise du corps de pompe, fixée à ce dernier par une couronne *d*.

Le piston P est en bronze, il est percé d'orifices *e*, au nombre de quatre à six suivant les dimensions des clapets C qu'ils sont destinés à recevoir. Il est mû par une tige *a* qui traverse le couvercle E dans un presse-étoupes et la plaque *b* simplement à frottement doux.

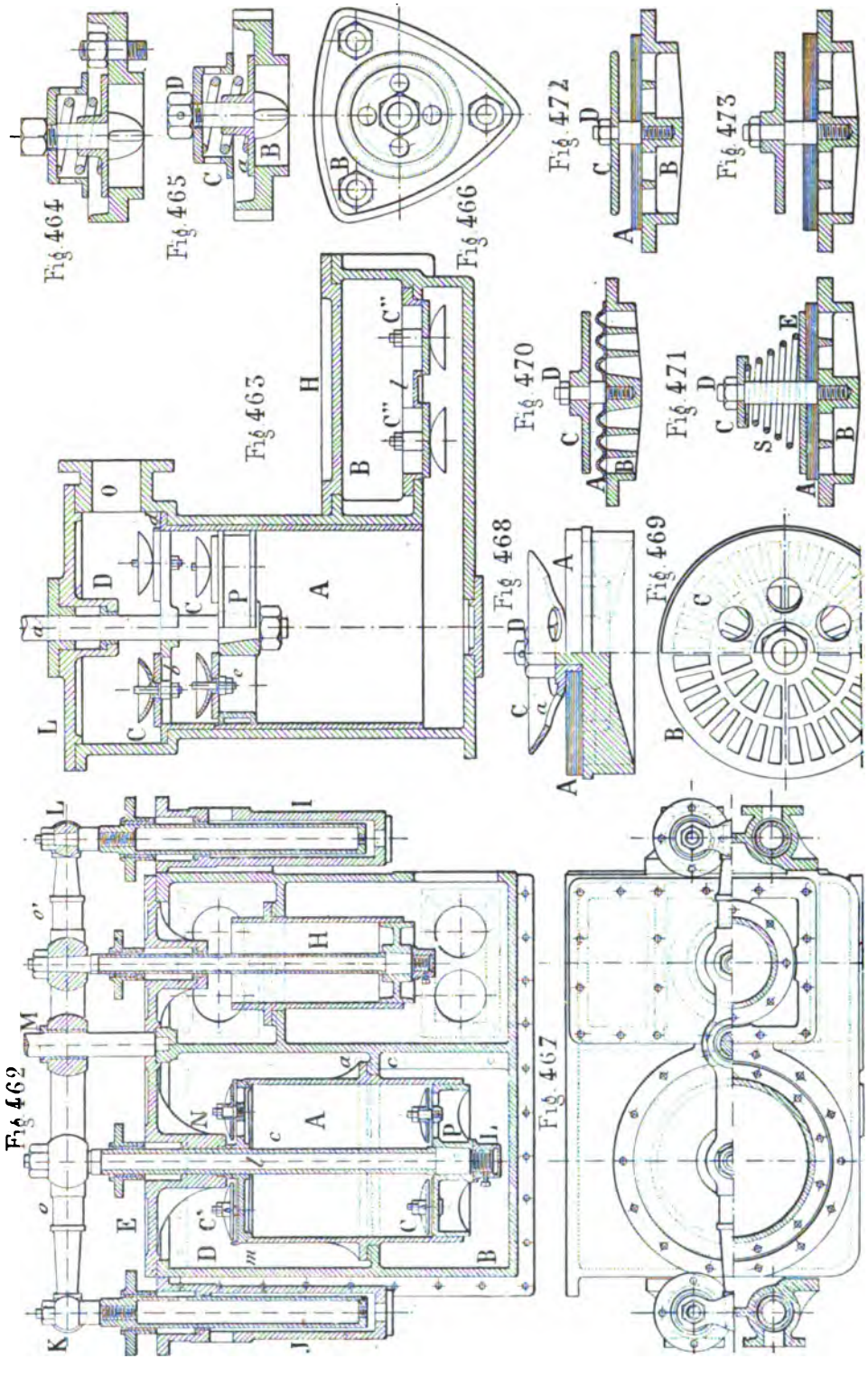


Fig. 462 à 473. — Pompes à air de machines marines et clapets.

Les clapets d'aspiration C″ sont fixés sur un siège *l* en bronze, rapporté ; on peut les visiter en démontant le couvercle H. La chambre B, située au-dessus d'eux, communique avec la partie inférieure du condenseur.

La pompe représentée figure 461 diffère surtout de la précédente par la disposition des clapets CC′C″ de grand diamètre et concentriques à l'axe du corps de pompe et du piston ; en outre, les clapets de pied, au lieu d'être situés dans une chapelle placée sur le côté, sont montés sur une cloison *f* fermant la partie inférieure du corps de pompe. Ce dernier, F, en bronze, est rapporté à l'intérieur d'une enveloppe en fonte faisant partie du massif qui constitue à la fois le condenseur B et la bâche E. Il est maintenu par la petite bride annulaire *b*. La cloison horizontale *d*, qui porte les clapets de tête, est démontable, de sorte que l'on peut enlever le piston sans démonter la chemise de la pompe comme dans la disposition précédente. Cet arrangement est plus compliqué mais mieux combiné en vue des démontages et visites.

Le piston est mû par une bielle *a* articulée à l'intérieur du fourreau *l* qui sert de tige. Avec la disposition adoptée pour le presse-étoupes de ce fourreau, on n'a pas à craindre les rentrées d'air autour de la tige du piston à son passage à travers la plaque *d* formant le siège des clapets de refoulement,

Les clapets d'aspiration C″ sont placés un peu plus bas que le fond du condenseur, de sorte qu'ils soient continuellement noyés.

Dans la disposition de la figure 462, la plus employée dans les marines du commerce, le corps de pompe A, entièrement en bronze, est fixé par une bride *a*, vers son milieu, à une saillie annulaire *c* que porte l'enveloppe en fonte formant en B une chambre communiquant avec le condenseur et en D avec la bâche.

Les clapets du piston C et les clapets de refoulement C′ sont métalliques et de petit diamètre. Les derniers sont placés sur une cloison horizontale *m* reposant à la partie supérieure du corps de pompe et maintenue par un téton N formant le prolongement du presse-étoupes du couvercle E. Il suffit donc de démonter ce couvercle pour retirer le plateau *m*, et retirer le piston. Il n'y a pas de clapets de pied.

La tige *l* du piston est recouverte d'une chemise en bronze *c* et boulonnée sur le piston par un écrou en bronze L. Cet écrou est borgne, c'est-à-dire qu'il n'est pas débouché à sa partie inférieure et recouvre complètement le filetage de la tige dont il empêche la corrosion sous l'action de l'eau de mer. C'est une excellente précaution que l'on doit prendre chaque fois que des boulons ou filetages en fer sont exposés à l'action de l'eau, surtout de l'eau de mer.

Dans certaines pompes, on confectionne les tiges entièrement en bronze, mais il faut leur donner une plus grande section à égalité de résistance ; d'autres fois, comme dans la pompe de la figure 461, on tourne la difficulté en disposant

un fourreau *l*, en bronze, qui ne sert qu'au guidage de la tige. L'effort moteur est transmis par un boulon *m* terminé à sa partie supérieure par un œil où vient s'articuler la bielle de commande et qui se trouve ainsi protégé par le fourreau du contact de l'eau. On trouvera d'autres exemples d'une semblable disposition figure 459.

147. — Clapets de pompes à air. — On ne saurait attacher trop d'importance à la manière de disposer les clapets des pompes à air. Le degré de vide obtenu au condenseur dépend en grande partie du système adopté et de l'emplacement donné à ces clapets, surtout pour les machines marines munies d'un condenseur à surface, dans lesquelles le volume d'eau à débiter par la pompe à chaque coup est extrêmement faible comparativement au volume du corps de pompe, déterminé par d'autres considérations.

Ces clapets doivent satisfaire aux *desiderata* suivants :

Ils doivent :

1° Présenter, lorsqu'ils sont levés, la section de passage suffisante pour débiter, sans perte de charge sensible, le mélange d'eau et d'air aspiré par la pompe à l'allure maximum ;

2° Posséder une levée aussi faible que possible, surtout dans les machines à grande vitesse, afin qu'ils aient le temps de se lever entièrement ou de retomber sur leurs sièges avant que le piston n'ait parcouru une fraction notable de sa course ;

3° Etre aussi légers et mobiles que possible afin de se lever ou de se refermer sous une différence de pression extrêmement minime ;

4° Etre parfaitement étanches ;

5° Etre confectionnés en matériaux capables de résister à l'action des eaux saumâtres, grasses et chaudes ;

6° Etre disposés de manière que le courant d'air et d'eau qui les traverse suive une marche aussi directe que possible sans coudes ni inflexions brusques ;

7° Etre installés de manière que les espaces morts soient minima et que les clapets de pied ou de tête soient, autant que possible, continuellement noyés.

Ainsi que nous l'avons dit, il est à peu près indispensable que les clapets d'aspiration ou de pied soient placés plus bas que le niveau inférieur de l'eau dans le condenseur afin que l'écoulement s'opère régulièrement. Ces clapets ne s'ouvrant que sous l'action de la différence des pressions exercées sur leurs deux faces, si la hauteur de la colonne d'eau, du côté du condenseur, est très faible ou nulle, leur levée ne peut s'effectuer que sous l'action du vide créé par la pompe et supérieur à celui qui règne au condenseur. Ce vide est donc forcément limité par l'efficacité de la pompe et, si cette dernière est faible,

le vide au condenseur, étant alors inférieur à celui qui est obtenu sous le piston, s'en ressentira. Ces clapets devront donc être fort légers et de grande section.

A la fin de la période de refoulement, la pression devient, dans la pompe à air, supérieure à la pression atmosphérique de la quantité nécessaire pour refouler la colonne d'eau et soulever les clapets de tête. Si donc le volume de l'espace mort rempli d'air à cette pression est trop grand, par exemple supérieur à 1/15 du volume engendré par le piston de la pompe, on ne pourra obtenir un bon vide au condenseur, le vide restant forcément inférieur à la pression que présentera ce volume d'air détendu quand le piston sera à fond de course, de la quantité nécessaire pour soulever les clapets de pied. Dans beaucoup de pompes, spécialement quand elles sont horizontales, c'est seulement grâce à la présence de l'eau qui vient remplir les espaces morts du corps de pompe que l'on peut obtenir un vide satisfaisant.

Nous avons vu que, toutes choses égales d'ailleurs, les clapets doivent présenter une section d'autant plus grande et une levée d'autant plus faible que la vitesse du piston de la pompe est plus grande, conditions contradictoires et auxquelles on n'a pu satisfaire qu'en divisant les clapets et en multipliant leur nombre.

Les clapets de pompe à air, actuellement les plus répandus, appartiennent à deux catégories :

1° Clapets élastiques à levée oblique.

2° Clapets rigides se levant parallèlement à eux-mêmes.

Les premiers se font en caoutchouc souple ou en cuivre très mince ; les seconds en métal ou en caoutchouc durci (ébonite, vulcanite, etc.).

Nous passons sous silence les clapets à charnières en métal ou en cuir, aujourd'hui abandonnés.

Etant donnée la faible pression qu'ont à supporter les clapets de pompe à air et la légèreté ou l'étanchéité qu'ils doivent présenter, le caoutchouc paraît être la substance qui convient le mieux pour leur construction. C'est en effet un corps très élastique, souple, léger (sa densité peut être inférieure à celle de l'eau). Les clapets en caoutchouc se prêtent aux inégalités de surfaces que peuvent présenter leurs sièges et retombent sans chocs ni bruit.

Ces clapets doivent être confectionnés en caoutchouc du Para de premier choix et vulcanisé avec soin. On y ajoute quelquefois de la litharge, mais le caoutchouc qui convient le mieux à cet usage paraît être le plus pur, le soufre non compris.

Les figures 468-469 représentent en demi-élévation, demi-coupe et plan, le type usuel de clapet de pompe à air en caoutchouc. Il est constitué par une rondelle A, en caoutchouc vulcanisé, percée en son centre d'un trou cylin-

drique destiné au passage d'une douille servant d'appui, sur le siège B, au butoir C qui limite la course du clapet ; ce butoir est fixé par un écrou D se vissant sur un prisonnier qui est venu de fonte avec le siège et traverse sa douille. On donne à ce butoir un profil aussi semblable que possible à celui que prend en se soulevant la face supérieure de ce clapet afin qu'il vienne s'y appuyer naturellement sur toute son étendue. Pour empêcher que le clapet ne vienne à coller sur le butoir, ce qui l'empêcherait de retomber aussi vite qu'il est nécessaire, on ménage dans celui-ci des trous *a* qui permettent à la pression régnant dans la chapelle de s'exercer sur la face supérieure du clapet, ce qui l'oblige à retomber sur son siège dès que, la course du piston changeant de sens, la pression diminue dans le corps de pompe.

Le siège B du clapet, en bronze comme le butoir, est dressé sur sa face supérieure qui reçoit le clapet et tourné à sa circonférence qui vient s'ajuster soit sur le piston, soit sur les parois du corps de pompe. Les clapets en caoutchouc n'ayant aucune raideur, il est nécessaire qu'ils soient supportés en un très grand nombre de points lorsqu'ils sont retombés sur leur siège. Ce dernier est, à cet effet, constitué par une plaque percée d'orifices rectangulaires ou trapézoïdaux laissant passer l'air et l'eau. Les pleins qui les séparent, rabotés à leur partie supérieure, viennent supporter le clapet lorsqu'il est abaissé.

Le clapet est maintenu en son centre par le boulon qui sert à fixer le butoir.

La figure 463 représente une pompe à air munie de semblables clapets.

Quand la vitesse du piston est faible, comme par exemple dans les appareils à aubes, on ne craint plus de donner aux clapets une forte levée et un grand diamètre. Ils peuvent alors, comme figure 461, présenter sensiblement le même diamètre que le piston de la pompe auquel ils sont concentriques, les butoirs étant solidaires du couvercle, pour les clapets de tête, et maintenus par le fourreau, pour le clapet du piston.

Dans les pompes horizontales, on emploie fréquemment des clapets analogues mais rectangulaires (fig. 447-448).

La pompe représentée figures 457-458 comporte des clapets circulaires en caoutchouc mais de fort petit diamètre et très nombreux. Leurs butoirs sont simplement constitués par de petits disques en cuivre cintrés.

Au lieu du caoutchouc, on peut employer, pour la confection des clapets, des feuilles de cuivre rouge ou de laiton assez minces pour qu'elles présentent la souplesse nécessaire. Toutefois, ces clapets sont plus bruyants que ceux en caoutchouc, ils finissent par se couper au ras du butoir après un fonctionnement souvent assez court et ne présentent jamais la même étanchéité que les clapets en caoutchouc, car ils s'adaptent moins bien aux inégalités de surface que peuvent présenter les sièges.

Le clapet de la figure 471 est à levée parallèle. Il est constitué par un

disque en caoutchouc A, renforcé à sa partie supérieure par un disque en cuivre rouge E, guidé par un boulon central D qui maintient en outre le butoir C. Celui-ci sert d'appui à un ressort hélicoïdal S, également en cuivre, qui assure la retombée du clapet. Le disque en cuivre ne touche pas le siège et l'étanchéité est assurée par le contact du caoutchouc seul.

Dans les machines munies d'un condenseur à surface, l'eau aspirée contient toujours une certaine quantité d'huile entraînée au condenseur et provenant du graissage des cylindres. Ces huiles, toujours minérales, constituent, surtout à chaud, un dissolvant du caoutchouc et les clapets confectionnés en cette matière sont promptement détériorés. De là l'introduction assez récente d'un grand nombre de systèmes de clapets métalliques ou autres, dont nous donnerons quelques exemples.

En forçant la dose de soufre lors de la vulcanisation, on peut transformer le caoutchouc en une substance extrêmement dure et rigide, appelée *ébonite*, absolument inattaquable par l'huile. On l'a employée pour la confection des clapets de certaines pompes à air et avec quelque succès. Toutefois, l'étanchéité est assez difficile à obtenir à cause du manque de souplesse de ce corps que l'on ne peut en outre dresser aussi bien qu'une surface métallique. Ces clapets sont d'ailleurs bruyants. La figure 472 représente un semblable clapet, constitué par un disque en ébonite A guidé par un boulon D qui le traverse et maintient le butoir C ; ce dernier est aplati et présente sensiblement le même diamètre que le clapet. Le siège B peut présenter deux ouvertures beaucoup plus larges qu'avec le caoutchouc, à cause de la rigidité de l'ébonite.

Ces clapets, comme ceux en caoutchouc, sont soumis à une dégradation rapide par suite des chocs et du frottement continuel des mêmes points contre les pleins du siège qui finissent par s'y incruster profondément. C'est pour éviter cet inconvénient qu'un inventeur a eu l'idée de tracer, sur le pourtour des clapets, des stries obliques et rapprochées ; lorsque l'eau soulève le disque elle agit sur ces cannelures et communique au clapet un mouvement de rotation autour de son axe vertical. Les surfaces qui viennent en contact avec les pleins du siège se trouvent donc incessamment renouvelées et l'usure s'opère en tous les points du clapet. Malheureusement, dans la pratique, il arrive souvent que le clapet s'encrasse, ne tourne pas et que cette ingénieuse disposition reste sans effet.

Les *clapets métalliques* sont actuellement fort répandus ; on leur donne généralement un faible diamètre, ce qui les rend applicables aux machines à grande vitesse puisqu'on peut en diminuer la levée et en augmenter le nombre. Toutefois, dans la marine du commerce spécialement, on emploie quelques formes de clapets métalliques qui s'appliquent sur les anciens sièges de

clapets en caoutchouc, quel que soit leur diamètre. La figure 470 représente un semblable clapet. Ce dernier est composé d'une rondelle en cuivre rouge A à laquelle on donne une forme ondulée afin de lui assurer une rigidité suffisante tout en adoptant une faible épaisseur de métal et une légèreté satisfaisante. Ce clapet est guidé par un boulon central D auquel est fixé le butoir C.

Le plus répandu des clapets métalliques est aujourd'hui le clapet dit *Corliss* dont les figures 464-466 représentent une modification. Il comporte un siège B de forme triangulaire et de petites dimensions, boulonné sur le corps de pompe. Le clapet *a*, en cuivre embouti, est guidé par le boulon D qui le traverse en son centre ; il est contrôlé par un petit ressort en cuivre rouge entièrement logé dans le butoir quand le clapet est en haut de sa course. Ce butoir est percé de petits trous à sa circonférence et à sa partie supérieure pour empêcher le collage du clapet.

En résumé, nous le répétons, à mesure que les vitesses de piston augmentent, on est conduit à limiter la levée des clapets à quelques millimètres, surtout quand le volume d'eau à aspirer est faible comme dans les appareils munis de condenseurs à surface. Pour que la section de passage soit suffisante, on est alors conduit à augmenter le nombre des clapets et à leur donner un faible diamètre. On a pu ainsi obtenir normalement un bon vide avec des vitesses de piston qui eussent, autrefois, été considérées comme excessives.

Il est bon de munir les clapets métalliques de petits ressorts à faible bande qui limitent la levée à ce qui est strictement nécessaire dans la circonstance et accélèrent la retombée du clapet.

148. — Commande des pompes à air. — Les pistons des pompes à air sont actionnés soit par le prolongement de la tige du piston, soit par des balanciers ou des bielles articulés sur cette tige ou sur la manivelle.

La vitesse du piston des pompes à air ne peut atteindre des valeurs aussi élevées que pour les pistons à vapeur des appareils à grande vitesse ; s'il n'en était ainsi, le vide au condenseur serait forcément limité par le mauvais fonctionnement des clapets qui ne pourraient plus se lever ou retomber assez rapidement. C'est pourquoi on est conduit dans bien des cas à adopter pour les pompes à air, en dehors des autres avantages que l'on peut y trouver, une vitesse de piston plus faible que celle du piston à vapeur et à interposer, entre les deux organes, un appareil réducteur de course ; on augmente alors le diamètre de la pompe pour que le volume engendré par le piston reste suffisant. Quelquefois, la pompe est commandée par une manivelle spéciale de faible longueur ou par un excentrique monté sur l'arbre moteur.

La commande directe par la tige du piston moteur n'est applicable qu'aux

machines dans lesquelles la vitesse de piston ne dépasse guère $1^m,50$; encore est-ce grâce à l'adoption de nouveaux systèmes de clapets légers et à faible levée que l'on a pu atteindre une vitesse aussi élevée que l'on limitait autrefois à $0^m,70$ environ.

Machines fixes. — Dans les machines à balancier, la pompe à air est mue par une tige articulée en un point quelconque du balancier généralement situé à peu près à moitié de sa longueur. Dans les machines à pilon on adopte les mêmes systèmes de transmission de mouvement que dans les appareils de navigation décrits plus loin. Il ne nous reste donc à examiner ici que les dispositifs usités pour les machines horizontales.

Quand on a recours à une commande directe, la pompe est située dans le prolongement du cylindre à vapeur, de sorte que leurs axes longitudinaux coïncident. Le piston porte une contretige qui traverse le couvercle dans un presse-étoupes et vient se boulonner au plongeur de la pompe. Les pompes représentées figures 446-448, 450, 451, 452 sont ainsi actionnées. Ce système n'est applicable que dans les cas où l'on dispose d'un grand espace dans le sens de la longueur, surtout avec les machines tandems. Il présente alors de sérieux avantages, la transmission étant d'une simplicité rudimentaire et ne comportant aucune articulation. En outre le condenseur et la pompe à air sont placés dans la chambre de la machine, au niveau du plancher ; leur surveillance et leur entretien sont des plus faciles.

Quand la place fait défaut ou quand la vitesse de piston est trop considérable, on a recours à une transmission par balancier.

Les figures 454-455 représentent un groupe de pompes à air verticales conduites par un balancier à deux flasques B articulé à sa partie supérieure par une menotte *ab*, soit à une crossette clavetée sur le prolongement de la tige du piston, soit à la crosse même du piston. Ce balancier est à équerre et commande les pompes par ses deux extrémités inférieures C et D au moyen de petites bielles articulées au fond des fourreaux. Il oscille autour d'un tourillon O supporté par le massif formant les pompes.

Dans le dispositif de la figure 453 la pompe est horizontale. Le balancier de commande B est articulé, par la bielle A à la crosse du piston moteur, à sa partie supérieure, et, par deux menottes non visibles sur la figure, à la tête de la tige du piston P de la pompe, guidée dans des glissières C. Il tourillonne en D dans des paliers solidaires du condenseur.

On effectue souvent la commande du balancier par la manivelle motrice (voir fig. 456). Dans l'exemple choisi la pompe et le balancier sont horizontaux. Ce dernier, en équerre, oscillant autour des tourillons O, est articulé en E à une bielle D dont la partie supérieure comporte une tête assemblée sur le prolongement du bouton moteur B (la manivelle motrice est en M) et

en A à la tige du piston de la pompe P par l'intermédiaire d'une bielle K. Le condenseur est en C. La pompe alimentaire, N, est actionnée par une bielle L articulée en un point intermédiaire du balancier ; sa course est plus faible que celle de la pompe.

Avec ces trois dernières dispositions qui sont fréquemment usitées, le condenseur se trouve placé sous le parquet de la machine, entre les deux massifs supportant l'un les paliers moteur et l'autre le cylindre. Il est moins accessible, mais l'arrangement est plus compact.

Machines Marines. — La disposition classique employée dans l'immense majorité des cas pour les machines à pilon est représentée figure 444. La pompe D est placée verticalement contre la face postérieure du condenseur E. La tige de son piston P est guidée en I et articulée en H à des menottes qui viennent se fixer en C à un balancier horizontal commandé, à l'extrémité A, par la crosse de la tige du piston et par l'intermédiaire d'autres menottes à rattrapage de jeu. Le balancier oscille autour du tourillon B, supporté par un palier boulonné au condenseur et placé au point voulu pour donner la réduction de course désirée. Généralement, on articule le balancier sur la crosse du piston à basse pression. Ce dernier qui est en effet un peu plus lourd que le piston à haute pression se trouve ainsi en partie équilibré par le poids du du piston de la pompe à air. Dans les machines à triple expansion on dispose souvent deux pompes à air actionnées respectivement par les crosses des pistons à moyenne et à basse pression.

Souvent, la tige du piston de la pompe à air est remplacée par un fourreau au fond duquel vient s'articuler la bielle pendante de commande (fig. 461).

Dans la marine du commerce on adopte fréquemment un groupement très compact des pompes comme il est représenté figures 462-463. Les pistons des pompes de cale I, de la pompe de circulation H, de la pompe à air A et des pompes alimentaires J sont mues par une traverse commune KL comportant deux tourillons *o* et *o'* sur lesquels viennent s'articuler deux menottes solidaires d'un balancier unique à double flasque non représenté sur la figure.

La traverse commune est guidée vers son milieu par une tige verticale M.

C'est le dispositif adopté sur presque tous les cargo-boats anglais et qui se recommande par son extrême simplicité.

Dans certaines machines de construction française, le piston de la pompe à air, qui présente la même course que les pistons à vapeur, est directement commandé par la tige de l'un des pistons au moyen d'un bras venu de forge avec la crosse. Pour ne pas donner à ce dernier une trop grande longueur, on est conduit à incliner l'axe de la pompe par rapport à celui des

cylindres à vapeur. Cet arrangement, assez simple puisqu'il dispense du balancier et de plusieurs articulations, a l'inconvénient de créer sur la crosse du piston moteur des efforts obliques, de donner au piston de la pompe une trop grande course, d'encombrer des parties de la machine qui ont besoin d'être parfaitement accessibles, d'augmenter le poids des organes mobiles solidaires du piston à vapeur considéré et d'entraîner à placer la pompe plus haut qu'il ne convient, car l'eau du condenseur doit s'écouler naturellement vers les clapets de pied. On ne saurait donc le recommander et nos constructeurs paraissent d'ailleurs y renoncer.

Si la commande des pompes est d'une installation facile dans les machines à pilon, il est loin d'en être de même dans les machines horizontales, avec cette aggravation que celles-ci n'étant plus appliquées qu'à certains navires de guerre, ont généralement une grande vitesse de piston rendant nécessaire l'interposition d'un mouvement réducteur de course. Dans les anciennes machines, on actionnait directement les pompes à l'aide de fausses tiges boulonnées sur les pistons. Cette disposition ne saurait plus être adoptée dans les appareils modernes dont la vitesse de piston est trop considérable et où la place manque pour un semblable arrangement.

La seule disposition qui soit encore usitée aujourd'hui consiste à commander la pompe à air au moyen d'un excentrique calé sur l'arbre moteur, soit entre les manivelles, soit à une extrémité. Cette dernière disposition, qui rend le condenseur indépendant du massif des cylindres et de leurs boîtes à tiroir, est préférable. La pompe à air, à double effet, est presque toujours alors d'un type analogue à celui qui est représenté figures 447-448.

Depuis quelques années, on préfère actionner les pompes à air par un moteur, indépendant de la machine principale, qui a reçu le nom d'appareil de servitude, et que l'on charge souvent aussi de mettre en mouvement d'autres pompes, par exemple les pompes de circulation, d'alimentation et de cale.

Ces appareils de servitude, que certains constructeurs appliquent aussi quelquefois aux machines fixes de grande puissance, offrent surtout pour les navires de guerre de grands avantages mieux reconnus chaque jour et qui en hâtent la généralisation :

1° Ils permettent, même lorsque les machines principales sont horizontales, d'employer des pompes à air verticales réputées comme ayant un meilleur rendement;

2° L'appareil principal, n'étant plus encombré par les pompes et leurs mouvements, est plus accessible et plus visitable en toutes ses parties;

3° Ils permettent d'entretenir pendant les arrêts un vide complet au condenseur, ce qui facilite la mise en route aux premiers ordres reçus et sans la moindre hésitation, avantage précieux pour les bâtiments exposés à

de fréquents stoppages et à des ralentissements partiels suivis de mise en route brusque et à toute vitesse ;

4° Ils permettent d'évacuer au condenseur, pendant les arrêts de courte durée, l'excédent de vapeur résultant du stoppage brusque des machines principales, les feux étant dans toute leur activité et les chaudières continuant à produire une masse considérable de vapeur que l'on ne peut plus utiliser. On évite ainsi la perte d'une quantité notable d'eau douce qui aurait infailliblement lieu si les soupapes étaient chargées de laisser échapper le trop-plein de vapeur dans l'atmosphère. Le bruit de l'échappement de la vapeur par les soupapes, qui la nuit peut trahir la présence d'un navire de guerre, est ainsi également supprimé ;

5° Ils permettent d'actionner les pompes à air et de circulation à une vitesse compatible avec leur bon fonctionnement dans des bâtiments où la vitesse de la machine principale est trop faible comme dans quelques navires à aubes ou trop considérable comme dans les croiseurs et torpilleurs.

Ces appareils présentent certains inconvénients qui ont surtout été ressentis au début et que l'expérience a appris à écarter. Ils ont un fonctionnement irrégulier et incertain quand on n'a pas pris, dans leur établissement, certaines dispositions nécessaires sur lesquelles il est bon d'attirer l'attention.

On donne toujours aux pompes à air des condenseurs à surface un volume supérieur à celui qui est nécessaire, en prévision d'une marche éventuelle par injection. Il en résulte que les pompes, une fois amorcées, pourront épuiser en quelques coups de piston, toute l'eau contenue dans le condenseur, ce qui ralentira leur marche. Elles se désamorceront ensuite quand le niveau sera plus bas que celui des clapets de pied, et l'appareil, éprouvant une résistance moindre, aura une tendance à s'emballer. Dès que les clapets de pied seront de nouveau baignés, la pompe s'amorcera et sa marche se ralentira brusquement.

On parvient à éluder cette difficulté de plusieurs manières. D'abord en étageant les clapets de telle sorte que la pompe puise un peu d'eau à chaque course, à peu près au prorata de ce que fournit le condenseur. Ensuite, au lieu d'une pompe on en dispose deux, conduites par des manivelles calées à angle droit ou à 180°, ce qui régularise l'effort de résistance. Quelquefois enfin on ajoute un régulateur à air; le régulateur à force centrifuge ne convient guère dans la circonstance à cause des mouvements de roulis du navire.

Les volants ne sont qu'un palliatif peu énergique à cause des faibles dimensions qu'on est conduit à leur donner dans des appareils qui doivent présenter une grande compacité, ensuite parce qu'ils n'empêchent pas l'accélération si la diminution de résistance se prolonge.

Quelquefois, l'appareil de servitude actionne en même temps la turbine de circulation qui sert en partie de modérateur, mais seulement pour empêcher la vitesse de s'accroître car elle ne pare pas aux ralentissements. En outre, ce dispositif n'est pas à recommander, la vitesse de rotation qui convient le mieux à une pompe à force centrifuge n'étant pas celle qui correspond au meilleur rendement des pompes à air lesquelles sont à mouvement alternatif. On est alors conduit ou à adopter une vitesse trop élevée qui ne permet plus de compter sur une bonne utilisation des pompes à air ou à donner à la turbine un diamètre trop grand si le nombre de tours est limité par les considérations relatives au bon fonctionnement des pompes alternatives. Il peut être en outre nécessaire que les pompes de circulation continuent à fonctionner sans que les pompes à air soient mises en mouvement.

La meilleure disposition consiste en somme à actionner l'appareil par deux cylindres égaux commandant des manivelles à angle droit. En dirigeant l'échappement de ces cylindres dans le réservoir intermédiaire de la machine principale, on ne perdra pas le bénéfice de la détente tout en ayant un moment moteur plus régulier.

On trouvera figures 439-440 les dessins relatifs à un appareil de servitude de ce genre. Il se compose de deux groupes de cylindres à vapeur et de pompes dont les manivelles sont calées à 180°. Les pompes à air sont en P et les cylindres à vapeur en A. La tige C est commune aux pistons de chaque groupe. Les cylindres à vapeur sont supportés au-dessus des pompes par un bâti léger en acier coulé, entretoisé par des tirants en tôle d'acier. L'arbre, très court, supporté par des paliers E, est placé entre les deux groupes; il porte un petit volant V et les excentriques de la distribution. Il reçoit son mouvement par des bielles D.

Dans quelques navires comportant un pont cuirassé placé très bas, on est conduit à faire les appareils de servitude horizontaux. On les place alors sous le condenseur, disposition très rationnelle et très compacte.

CHAPITRE XIV

GARNITURES ET PRESSE-ÉTOUPES

Presse-étoupes ordinaires. — Proportions des presse-étoupes. — Garnitures en chanvre, coton, amiante. — Garnitures métalliques. — Garnitures à jeu latéral. — Graissage des garnitures.

149. — Lorsqu'une Tige, animée soit d'une manière intermittente, soit à l'état normal, d'un mouvement de rotation autour de son axe ou d'un mouvement alternatif rectiligne, pénètre à l'intérieur d'un récipient contenant de l'eau, de la vapeur ou un gaz sous pression, elle doit traverser la paroi de ce récipient à travers une garniture spéciale, appelée presse-étoupes, qui assure l'étanchéité à son pourtour sans créer un frottement excessif. C'est le cas par exemple des tiges de piston et de tiroir dans les machines à vapeur.

Le presse-étoupes le plus simple est représenté figure 474. Le couvercle du cylindre ou de la boîte à tiroir porte une saillie cylindrique dans laquelle est ménagée une chambre C dont le fond comporte une bague en bronze dite *grain* ou *bague de fond*, alésée intérieurement à un diamètre très légèrement supérieur à celui de la tige. Des garnitures composées de tresses annulaires en chanvre ou en coton sont placées dans la chambre C et serrées contre la tige au moyen d'un chapeau sur lequel on agit au moyen de boulons. Ce chapeau, qui est souvent en fonte, est garni intérieurement d'une bague en bronze rapportée.

Ces bagues se remplacent facilement après usure sans qu'il soit nécessaire de retoucher à aucune des pièces essentielles de la boîte.

La figure 475 représente le type de presse-étoupes qui s'emploie pour les tiges de petit diamètre et présente cet avantage que le chapeau s'enfonce parallèlement à lui-même sans qu'il soit nécessaire de prendre aucune précaution pendant le serrage. La boîte est filetée extérieurement et reçoit un

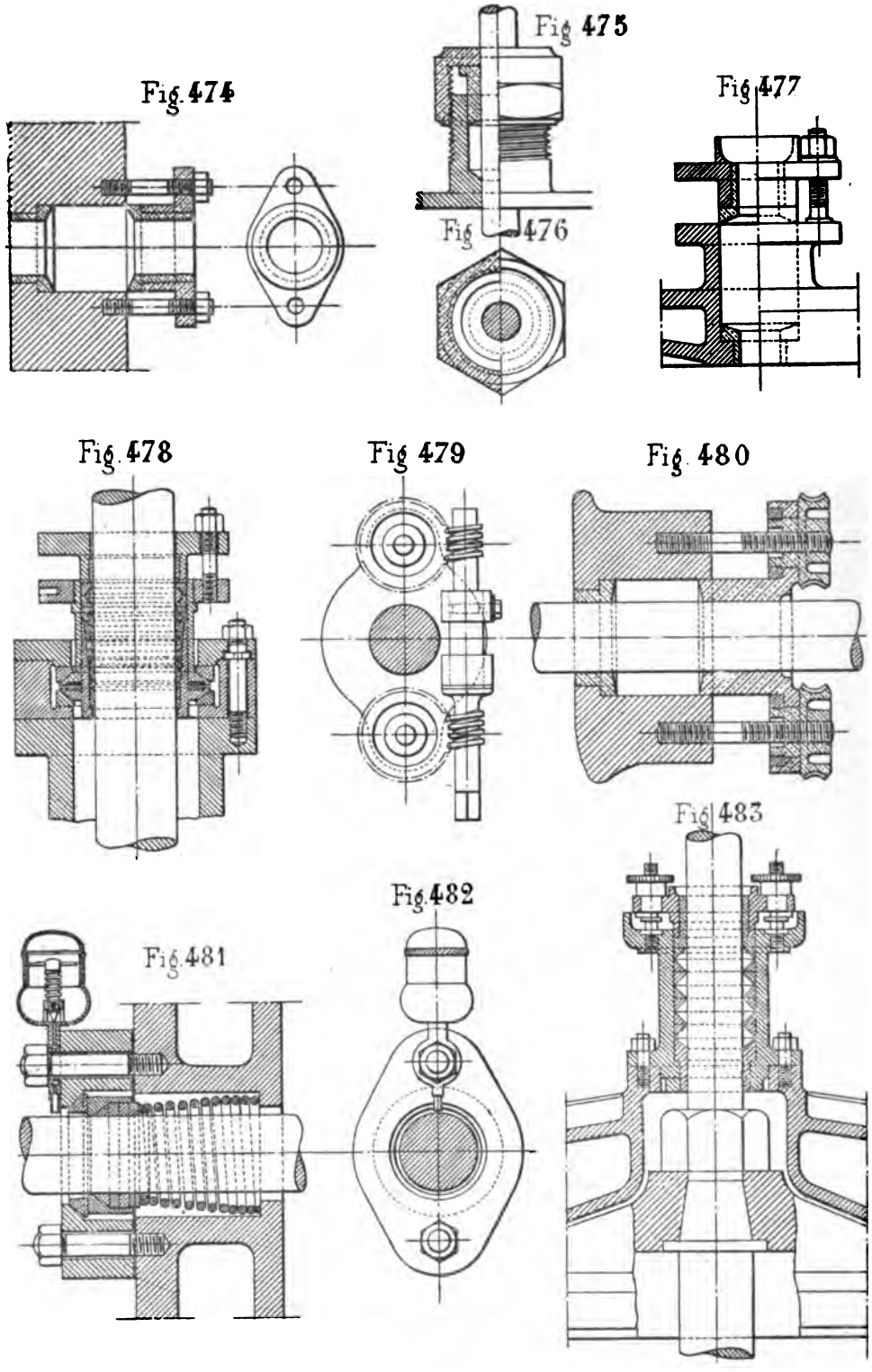


Fig. 474 à 483. — Presse-étoupes et garnitures métalliques.

écrou, formant chapeau, qui vient serrer la garniture par l'intermédiaire d'une douille intérieure.

Unwin a indiqué les proportions suivantes pour les presse-étoupes des machines fixes. Soit d le diamètre de la tige et d' celui des boulons de serrage du chapeau, $d' = \frac{d}{4} + 0^m,006$. On prend d' comme unité pour obtenir la proportion des autres parties.

L'épaisseur de la garniture peut varier entre d' et $1/2\ d'$. La longueur moyenne de la garniture est généralement comprise entre 5 et 8 d'. L'épaisseur de la boîte sera égale à d' et la longueur de la bague de fond à 2,5 d'.

Il est toutefois difficile de donner des instructions précises en ce qui concerne les proportions des garnitures qui peuvent subir de grandes variations suivant la pression adoptée, l'emplacement disponible, etc.

Aussi, en ce qui concerne les appareils de navigation, préférons-nous donner le tableau suivant donnant les dimensions de tous les éléments des presse-étoupes pour des diamètres de tige variant de 20 à 240 $^m/^m$, relevés sur des machines existantes.

PROPORTIONS DES PRESSE-ÉTOUPES POUR DES TIGES DE DIAMÈTRE VARIANT DE 20 A 240$^m/^m$

D	D'	D_1	E	F	G	H	K		d	L	M	N
							Fer	Bronze				
m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m
20	»	35	40	5	10	23	»	10	13	45	26	58
25	»	41	50,5	5	20	28	»	10	14	50,5	28	66
32	»	51	60	6	25	35	»	11	16	60	32	80
38	44,5	57	70	6,5	32	38	16	11	16	70	32	86
45	52	65	73	8	33	38	17,5	11	19	80	38	102
55	65	81	81	9	37	42,5	19	12	21	98	42	125
70	80	95	89	11	44	48	22	»	22	114	44	140
100	115	140	114	13	52	55	25	»	25	173	Chapeau circulaire	190
140	165	190	127	16	57	60	28	»	28	304		250
180	196	238	132	19	63	63	32	»	32	364		300
220	240	284	143	22	71	74	35	»	33	410		346
240	273	305	152	25	76	70	35	»	35	438		368

150. — Une Bonne Garniture doit être parfaitement étanche et souple, présenter un frottement aussi faible que possible, sans parties de dureté inégale pouvant rayer les tiges, enfin elle ne doit pas être susceptible de se décomposer ou de se durcir sous l'action de la vapeur.

Les garnitures en chanvre et en coton, autrefois seules usitées, sont à peu près uniformément abandonnées même pour les petites machines. Ce fait est dû surtout à l'élévation générale des pressions et par conséquent des températures de la vapeur, défavorables à la durée des garnitures végétales, et à

l'apparition d'autres systèmes de garnitures ou à l'emploi de matériaux d'origine minérale, autrefois peu connus.

Les garnitures en *amiante* sont actuellement très en faveur surtout dans la marine, et répondent à peu près complètement à tous les *desiderata* exprimés plus haut.

On sait que l'amiante se tisse comme le chanvre ou le coton. On en fait des tresses, dont l'âme peut être en chanvre ou en coton, qui se logent dans les stuffing-box comme les anciens bourrages. Toutefois l'amiante présente ces avantages qu'elle ne se détériore et ne se durcit pas sous l'action de la vapeur à haute température et présente une surface onctueuse au toucher qui diminue beaucoup le frottement. En outre, elle peut s'appliquer sans modifications à tous les presse-étoupes, autrefois étudiés pour des bourrages en chanvre.

On peut reprocher à toutes les garnitures à bourrage, que ce dernier soit en chanvre, en coton ou en amiante, de nécessiter un entretien dispendieux, des visites et des réglages fréquents. En outre, on est toujours dans l'incertitude sur le serrage donné à la tige par la pression du chapeau, serrage qui peut être souvent excessif, entraîner un frottement exagéré et des grippages. C'est à ces inconvénients qu'ont pour but de parer les garnitures métalliques, avec un succès d'ailleurs variable suivant la manière dont elles sont conçues.

L'application des garnitures métalliques aux pistons devait entraîner tôt ou tard leur adaptation à leurs tiges. Actuellement, la presque totalité des locomotives et les machines fixes ou marines qui ne comportent pas de tresses en amiante sont munies de garnitures métalliques. Ces dernières présentent une immense variété et il est aussi impossible qu'inutile de les décrire toutes. Nous insisterons seulement sur leur principe et les qualités ou les défauts qu'elles peuvent présenter.

Essentiellement, ces garnitures se composent de bagues jointives fendues, disposées à peu près comme celles des pistons, avec cette différence toutefois qu'elles sont en métal mou (antifriction, etc.) et que c'est leur surface intérieure qui est soumise au frottement et doit former joint étanche.

Dans le type le plus simple, qui est employé par quelques Compagnies de chemins de fer et de navigation et que l'on trouvera représenté en coupe longitudinale (fig. 483), ces bagues sont simplement disposées les unes au-dessus des autres à l'intérieur d'une boîte à garniture ordinaire et serrées par un chapeau. Ce système s'applique aux anciennes boîtes; toutefois le degré de serrage étant très faible, il est inutile de donner au chapeau une aussi grande course.

Ces bagues sont alésées intérieurement et fendues de manière qu'elles puissent s'ouvrir ou se fermer légèrement pour leur mise en place et leur

réglage. Elles présentent une section transversale triangulaire et, comme elles s'emboîtent l'une dans l'autre, elles font mutuellement office de coin et le serrage du chapeau tend à les fermer et à les appliquer contre la tige.

Ce type de garniture présente les mêmes inconvénients que les précédents en ce qui a trait à l'incertitude du serrage. On y a remédié en disposant un ressort hélicoïdal autour de la tige qui exerce sur les garnitures un serrage déterminé, facile à régler une fois pour toutes. Le chapeau ne sert plus qu'au démontage et à la visite des segments ; il est serré à bloc. C'est en principe, avec quelques variantes, le genre de garniture métallique le plus répandu.

Quelques inventeurs emploient des bagues à section rectangulaire, mais alors elles sont de diamètre extérieur décroissant et, en les serrant, on les applique sur une douille conique à l'intérieur de laquelle elles pénètrent, ce qui a pour effet de rapprocher les deux portions de la coupure de chaque bague, de réduire son diamètre intérieur et, par conséquent, de l'appliquer sur la tige (voir fig. 478).

151. — Quand le Presse-étoupes et la Garniture sont rigides dans le sens latéral, ce qui est le cas de tous les systèmes examinés jusqu'ici et de beaucoup les plus répandus encore, il est indispensable que l'axe de la tige de piston, des glissières et de la garniture coïncident exactement, sans quoi la tige plierait ou gripperait. Même quand un ajustage soigné a permis de réaliser ces conditions au moment de la construction, il est rare que l'ovalisation du cylindre ou l'usure irrégulière des glissières n'amène pas rapidement un désaxement qui se traduit par un accroissement des résistances passives et souvent une usure et un grippage anormal de la tige ou de la garniture.

Quelques constructeurs de torpilleurs et de machines à grande vitesse ont cherché à y remédier en donnant aux bagues de fond et de chapeau un jeu transversal de quelques millimètres qui permet à la tige de se déplacer autour de l'axe du cylindre, d'une quantité suffisante pour pallier à quelque défaut d'ajustage ou à l'usure du cylindre et des glissières.

Depuis, plusieurs types de garnitures métalliques, originaires des Etats-Unis où ils sont fort répandus, ont fait leur apparition en Europe et semblent destinées à se répandre en faveur de leur simplicité et de leur efficacité. Nous en avons donné deux exemples que l'on trouvera représentés en coupe longitudinale figures 478 et 481-482. Ces dessins s'expliquent d'eux-mêmes après les remarques présentées plus haut.

Dans les presse-étoupes dont le serrage se fait au moyen du chapeau et qui forment encore la grande majorité de ceux qui sont appliqués aux machines fixes et marines, on doit serrer alternativement, d'un quart ou d'un demi-

tour au plus, les deux ou trois boulons qui le commandent, afin d'éviter que le chapeau ne s'enfonce obliquement dans la boîte, ne vienne serrer irrégulièrement la garniture et coincer contre la tige. Pour éviter une manœuvre qui demande du soin et de l'habitude, on adopte ordinairement pour les grands presse-étoupes, particulièrement dans les machines marines, la disposition représentée figures 479-480. Les deux boulons du chapeau portent des écrous dont les têtes sont constituées par des pignons à denture héliçoïdale engrenant sur deux vis sans fin pratiquées sur un petit arbre maintenu sur le chapeau du presse-étoupes au moyen de petits paliers. En faisant tourner l'arbre à l'aide d'une clef mobile passée sur un carré ménagé à son extrémité, on détermine la rotation des écrous et l'égal enfoncement du chapeau. Quand il y a trois boulons de serrage, ce système n'est plus applicable et on remplace la vis sans fin par une crémaillère circulaire concentrique à la tige du piston, dentée intérieurement et engrenant avec les trois pignons, que l'on fait tourner à l'aide d'une clef.

152. — Les Garnitures Végétales ou Métalliques, doivent être graissées avec soin. Dans les machines horizontales, on munit le chapeau d'un graisseur à mèche dont le conduit débouche généralement à l'intérieur du chapeau, le plus près possible de la garniture. Dans certaines machines, on fractionne la garniture en deux parties à l'aide d'une bague métallique creuse où aboutit le conduit de graissage : l'huile arrive ainsi au milieu de la garniture. On ajoute en outre le plus souvent une tresse *à cheval* sur la tige, placée au dehors contre le chapeau et qui reçoit l'huile directement ou par l'intermédiaire d'un second graisseur.

Le graissage est plus difficile dans les presse-étoupes des machines à pilon, mais il est moins nécessaire. La garniture est en effet constamment lubréfiée par l'eau grasse qui séjourne toujours sur le fond du cylindre et dont la tige entraîne une certaine portion dans son mouvement de descente. On se contente le plus souvent de ce seul moyen de lubréfication. Les garnitures des contretiges sont au contraire d'un graissage facile. On ménage sur le chapeau, au pourtour de la tige, une cuvette que l'on remplit d'huile.

Les presse-étoupes des cylindres de machines à simple expansion à condensation se graissent mieux que ceux des petits cylindres dans les machines compound et à triple expansion, parce que le vide qui s'y produit pendant la période d'échappement détermine une aspiration de l'huile à travers la garniture.

FIN.

TABLE DES MATIÈRES

Pages

PRÉFACE 1

CHAPITRE PREMIER

RÉSUMÉ DE L'ÉTAT ACTUEL DES CONNAISSANCES RELATIVES A LA MACHINE A VAPEUR

Exposé des progrès réalisés dans ces dernières années au point de vue du régime économique et dans l'application matérielle des indications de la théorie. — Conditions propres à accroître le rendement. — Rendement thermodynamique. — Rendement thermique. — Rendement mécanique.

Amélioration du rendement thermodynamique.

Amélioration du rendement thermique. — Moyens propres à réduire les pertes internes et externes de la machine à vapeur. — Analyse des phénomènes entraînant les pertes internes et des dispositions les plus propres à les réduire. — Séchage et surchauffage de la vapeur; augmentation de la vitesse de piston; adoption du mode compound et de ses dérivés. — Application de l'enveloppe de vapeur aux machines compound et à triple expansion.

Amélioration du rendement mécanique 1

CHAPITRE II

CONSIDÉRATIONS RELATIVES AU TYPE DE MACHINE A ADOPTER EN VUE D'UN SERVICE DÉTERMINÉ

Utilisation totale des machines considérée au point de vue du résultat financier. — Prix de revient total et coût annuel de la puissance. — Détermination du rapport de détente le plus avantageux et du mode suivant lequel cette détente doit être effectuée. — Vitesse de piston. — Comparaison et valeur relative des principaux types considérés dans leur ensemble ou dans leurs détails de construction. — Choix des proportions, rapport de la course au diamètre du cylindre.

Classification des machines à vapeur fixes et marines — Comparaison entre les appareils à simple et multiple expansion. — Disposition des cylindres dans les machines à expansion fractionnée 85

CHAPITRE III

DÉTERMINATION DES DIMENSIONS GÉNÉRALES DE LA MACHINE EN FONCTION DE LA PUISSANCE PRÉVUE

Equation de la puissance. — Puissance indiquée. — Puissance effective. — Rendement mécanique.— Détermination de la vitesse du piston et du nombre de tours. — Evaluation de l'ordonnée moyenne dans les machines à simple et à multiple expansion. — Tracé des diagrammes prévus. — Choix du rapport des cylindres. — Choix des proportions du cylindre : rapport de la course au diamètre. — Calcul du diamètre du cylindre en vue de développer la puissance prévue. — Détermination du volume des différents cylindres dans les appareils à multiple expansion. 80

CHAPITRE IV

LE CYLINDRE

Constitution du cylindre. — Epaisseur à donner au corps du cylindre et à sa chemise dans les machines fixes et marines. — Epaisseur des autres parties du cylindre : brides, collets, couvercles, fonds, etc. — Proportions des conduits de vapeur et des lumières.— Nombre et diamètre des boulons d'attache des couvercles sur les cylindres et de ceux-ci sur le bâti. — Accessoires du cylindre.

Matériaux employés. — Moulage. — Description des types de cylindre employés dans les machines fixes et marines à distributions par tiroir ou à déclic, à simple ou à multiple détente. — Modes de construction et de fixation des chemises intérieures des cylindres. — Construction des plateaux et couvercles de cylindres 105

CHAPITRE V

LE BATI

Proportions et forme des bâtis. — Bâtis pour machines fixes, horizontales et verticales. — Différents types de bâtis à bayonnette.— Bâtis pour machines compound, pour appareils à grande vitesse. — Bâtis de machines marines 159

CHAPITRE VI

PISTONS ET TIGES DE PISTONS

Conditions que doit remplir le piston. — Proportions des pistons : hauteur, épaisseur du corps, des bagues et des différentes parties qui les constituent.— Détermination du diamètre des tiges.

Description générale des pistons.— Corps de piston en fonte, en fer, en acier forgé et moulé. — Garnitures et segments de piston. — Couronne du piston. — Tiges de piston, leur assemblage sur le piston et sur la crosse. — Contretiges. 190

CHAPITRE VII

CROSSES DE TIGE DE PISTON ET GLISSIÈRES

Desiderata que doivent remplir les crosses et glissières.— Différents types de glissières. — Proportions des crosses de tige de piston. — Surface des coulisseaux. — Matériaux à employer. — Détails de construction des crosses et des glissières. . . . 216

CHAPITRE VIII

BIELLES MOTRICES ET TÊTES DE BIELLES

Description de la bielle. — Proportions des bielles, longueur, section, etc. — Proportions des têtes de bielle.— Construction des bielles.— Corps des bielles.— Têtes de bielles.— Têtes fermées et têtes ouvertes. — Petites têtes ou pieds de bielles . . 239

CHAPITRE IX

ARBRES ET TOURILLONS

Détermination des proportions à adopter dans l'établissement des tourillons : diamètre et longueur. — Fonctionnement des tourillons envisagé en tant que surfaces frottantes. — Coefficients d'usure. — Pressions par unité de surface frottante. — Calcul du diamètre des arbres des machines fixes et marines, des machines monocylindres et multicylindres. — Calcul des différents éléments des manivelles et vilbrequins. — Surfaces frottantes des tourillons de manivelles. — Plateaux de jonction, leurs proportions. — Mode de construction des arbres. — Matériaux à employer. — Arbres droits et coudés. — Manivelles rapportées. — Arbres *built up*.— Contrepoids pour les machines à grande vitesse 263

CHAPITRE X

PALIERS ET COUSSINETS

Rôle et forme des paliers. — Paliers pour machines horizontales et verticales. — Paliers à trois et quatre coussinets.

Construction et proportions des coussinets. — Matériaux employés. — Antifriction, son rôle et ses avantages ; mode d'emploi. 293

CHAPITRE XI

LE VOLANT

Variations internes et externes d'énergie dans les machines à vapeur. — But du volant. — Comparaison entre les appareils monocylindres et à détente fractionnée. — Détermination du poids des volants. — Coefficient d'instabilité. — Méthode graphique. — Epure des efforts sur le bouton de manivelle. — Détails de construction des volants 306

CHAPITRE XII

LES ORGANES DE LA DISTRIBUTION

Notions générales sur les organes de distribution. — Tiroirs simples à coquille, à doubles orifices. — Tiroirs cylindriques. — Eléments de la régulation et réglage des tiroirs. — Recouvrements et angles de calage — Mode de construction des principaux systèmes de tiroirs. — Tiges de tiroir. — Compensateurs. — Avantages et inconvénients des tiroirs ; distributions à déclic et à quatre obturateurs.— Etude des différents genres de distributeurs employés dans la pratique : distributeurs cylindriques, tiroirs à grille, soupapes équilibrées. — Dash-pots.

Mode de commande des tiroirs. — Excentriques et leurs barres, mode de construction et proportions. — Coulisses de changement de marche, mode de construction et proportions. — Appareils de mise en train ou de changement de marche, à main et à vapeur 323

CHAPITRE XIII

CONDENSEURS ET POMPES A AIR

Condenseurs à injection et à surface. — Proportions des condenseurs à injection ; volume du condenseur, poids d'eau réfrigérante par unité de puissance. — Proportions des condenseurs à surface ; détermination de la surface réfrigérante et du volume d'eau de circulation.

Construction des condenseurs.

Pompes à air, différents systèmes. — Proportions des pompes à air. — Pompes horizontales et verticales. — Détails de construction des pompes pour les machines fixes et marines. — Corps de pompe ; pistons, clapets, bâche, commandes 386

CHAPITRE XIV

GARNITURES ET PRESSE-ÉTOUPES

Presse-étoupes ordinaires. — Proportions des presse-étoupes. — Garnitures en chanvre, coton, amiante. — Garnitures métalliques. — Garnitures à jeu latéral. — Graissage des garnitures 419

TABLE DES FIGURES

Pages

Fig. 1 à 16. Principales dispositions des cylindres dans les machines à triple et quadruple expansion 75
Fig. 17 à 22. Diagrammes totalisés. 91
Fig. 23 à 26. Coupe d'un châssis de moulage pour cylindres jumeaux ; les noyaux en place 119
Fig. 27 à 31. Cylindres de machines fixes. Coupes et plans. 121
Fig. 32 à 35. Cylindres de machines Corliss. Coupes 123
Fig. 36 à 39. Cylindres de machines à quatre distributeurs. 129
Fig. 40 à 43. Cylindres de machines à pilon, fixes et marines. 131
Fig. 44 à 50. Couvercles et détails de cylindres 133
Fig. 51 à 52. Cylindres d'une machine à triple expansion de paquebot à grande vitesse ou de croiseur 138
Fig. 53 à 56. Cylindres d'une machine de paquebot 142
Fig. 57. Cylindre d'une machine horizontale de croiseur. 147
Fig. 58. Cylindre avec distribution par tiroirs cylindriques. 144
Fig. 59-60. Cylindres d'une machine marine à triple expansion et à grande vitesse . 146
Fig. 61 à 64. Cylindres de machines marines 148
Fig. 65 à 69. Détails d'emmanchement et de fixation des chemises dans les cylindres. 151
Fig. 70 à 74. Brides et fixation de couvercles 154
Fig. 74 *bis*. Bouchon de fonderie. 157
Fig. 75 à 81. Bâtis de machines fixes. 160
Fig. 82 à 89. Bâtis de machines fixes. 162
Fig. 90 à 92. Bâtis Corliss. 165
Fig. 93 à 96. Bâtis dérivés du type Corliss 168
Fig. 97 à 100. Bâtis dérivés du type Corliss 171
Fig. 101 à 104. Bâtis de machines horizontales à grande vitesse 173
Fig. 105 à 107. Bâtis de machines fixes verticales à grande vitesse 175
Fig. 108 à 109. Bâti d'une machine marine à pilon, à trois cylindres 179
Fig. 110 à 112. Bâtis de machines marines à pilon 181
Fig. 113. Palier. 181
Fig. 114 à 119. Détails d'un bâti de machine marine à pilon 183
Fig. 120 à 121. Bâtis de machine marine de faible puissance. 185
Fig. 122-123. Bâti d'une machine de cuirassé 185
Fig. 124-125. Bâti d'une machine de croiseur. 187
Fig. 126 à 129. Bâtis de machines de torpilleurs 189
Fig. 130 à 140. Pistons de machines fixes. 194
Fig. 141 à 147. Pistons de machines marines à grande vitesse et détails. 197
Fig. 148 à 170. Pistons de machines marines et détails 206
Fig. 171 à 176. Bielles et glissières de machines fixes 220
Fig. 177 à 192. Crosses de machines fixes. 225
Fig. 193 à 205. Crosses de machines fixes, marines et locomotives 227

Fig. 206 à 213. Crosses et glissières de machines Corliss. 230
Fig. 214 à 231. Crosses de tiges de piston. 234
Fig. 232 à 260. Bielle et traverse d'une machine à aubes 237
Fig. 214 à 248. Bielles de machines fixes 245
Fig. 249 à 252. Bielles de machines marines 247
Fig. 253 à 258. Bielles et crosses de machines marines 249
Fig. 259 à 262. Bielles de machines marines 251
Fig. 263 à 266. Bielles de machines fixes à grande vitesse 251
Fig. 267. Emmanchements d'une tige de piston. 251
Fig. 268 à 276. Têtes de bielles 258
Fig. 277 à 285. Arbres et manivelles de machines fixes 281
Fig. 286 à 298. Arbres coudés de machines marines. 283
Fig. 299 à 308. Coudes et manivelles équilibrées pour machines à grande vitesse . 290
Fig. 309 à 318. Paliers de machines horizontales 294
Fig. 319. Diagramme comparatif des efforts initiaux dans les appareils à simple et multiple expansion. 309
Fig. 320-321. Epures donnant l'effort tangentiel au bouton de la manivelle 312
Fig. 322. Diagramme des efforts sur le bouton de manivelle. 313
Fig. 323. Diagramme des efforts sur le bouton de manivelle pour une machine à deux manivelles 314
Fig. 324 à 333. Volants et détails 316
Fig. 334 à 343. Volants pour grandes machines. 318
Fig. 344 à 354. Tiroirs à simples et doubles orifices. Tiroirs cylindriques. 330
Fig. 355 à 357. Tiroir de machine marine à doubles orifices. 334
Fig. 358-359. Tiroir avec plaques de détente système Meyer. 334
Fig. 360. Diagrammes théorique et réel 343
Fig. 361 à 378. Distributeurs d'admission et d'échappement 345
Fig. 379 à 389. Distributeurs Corliss et autres. Dash-pots. Détails 349
Fig. 390 à 395. Coulisses et renvois de mouvement dans les machines marines . . 357
Fig. 396 à 407. Excentriques et coulisses. 360
Fig. 408 à 418. Excentriques 362
Fig. 419 à 428. Excentriques. 364
Fig. 429 à 433. Coulisses et changements de marche de machines marines. 371
Fig. 434 à 437. Coulisses et changements de marche de machines marines 376
Fig. 438. Condenseur à surface (fig. de principe) 391
Fig. 439 à 444. Condenseurs et pompes à air de machines marines. 398
Fig. 445 à 450. Condenseurs et pompes à air de machines fixes 400
Fig. 451 à 456. Condenseurs et pompes à air de machines fixes 402
Fig. 457 à 461. Pompes à air horizontales et verticales 404
Fig. 462 à 473. Pompes à air et clapets de machines marines 407
Fig. 474 à 483. Presse-étoupes et garnitures métalliques 420

ERRATA DES NUMÉROS DE FIGURES

Au lieu de fig. nos 334 à 339 (page 315) : lire 333 *bis*, *ter*, etc...
Au lieu de fig. nos 445-446 (page 400) : lire 444 *bis* et *ter*.

Bar-le-Duc. — Imprimerie Comte-Jacquet, rue de la Rochelle, 58.

CATALOGUE DE LIVRES

SUR

LA MÉCANIQUE ET LES MACHINES

PUBLIÉS PAR

LA LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE BAUDRY ET Cie

15, RUE DES SAINTS-PÈRES, A PARIS

Le Catalogue complet est envoyé franco sur demande.

Portefeuille des machines.

Portefeuille économique des machines, de l'outillage et du matériel, relatifs à la construction, à l'industrie, aux chemins de fer, aux routes, aux mines, à la navigation, à l'électricité, etc.; contenant un choix des objets les plus intéressants des expositions industrielles; fondé par Oppermann. 12 livraisons par an formant un beau volume de 50 à 60 planches et 200 colonnes de texte. Abonnements : Paris, 15 fr. — Départements et Belgique, 18 fr. — Union postale. . 20 fr.
Prix de l'année parue, reliée . . . . . 20 fr.

Agenda Oppermann.

Agenda Oppermann, paraissant chaque année. Elégant carnet de poche contenant tous les chiffres et tous les renseignements techniques d'un usage journalier. Rapporteur d'angles, coupe géologique du globe terrestre, guide du métreur. — Résumé de géodésie. — Poids et mesures, monnaies françaises et étrangères. — Renseignements mathématiques et géométriques. — Renseignements physiques et chimiques. — Résistance des matériaux. — Electricité. — Règlements administratifs. — Dimensions du commerce. — Prix courants et série de prix. — Tarifs des Postes et Télégraphes.
Relié en toile, 3 fr.; en cuir, 5 fr. — Pour l'envoi par la poste, 25 c. en plus.

Aide-mémoire de l'ingénieur.

Aide-mémoire de l'ingénieur. Mathématiques, mécanique, physique et chimie, résistance des matériaux, statique des constructions, éléments des machines, machines motrices, constructions navales, chemins de fer, machines-outils, machines élévatoires, technologie, métallurgie du fer, constructions civiles, législation industrielle. Edition française du Manuel de la Société « Hütte », par Philippe Huguenin. 1 beau volume contenant plus de 1 200 pages, avec 500 figures dans le texte, solidement relié en maroquin. . . . . 15 fr.

Mécanique appliquée.

Cours élémentaire de mécanique appliquée, à l'usage des écoles primaires supérieures, des écoles professionnelles, des écoles d'apprentissage, des écoles industrielles, des cours techniques et des ouvriers, par Bocquet, ingénieur, directeur de l'Ecole Diderot. 2e édition. 1 volume in-12, relié . . . . . 5 fr.

Construction mécanique.

Les éléments de la construction mécanique. Bois, fonte, fer, aciers et trempe des outils, métaux divers et alliages, travail des métaux, outils, machines-outils, boulons, rivets, clavettes, courroies, cordages, câbles métalliques, graissage, peinture, par J. Buchetti, ingénieur, E.-C. Paris, A.-M. Aix, ex-constructeur, ex-professeur suppléant à l'Ecole centrale. 1 vol. in-4°, avec 80 figures et 17 planches, dont une en couleurs . . . . . 12 fr.

Mécanique appliquée.

Manuel de mécanique appliquée, par Dwelshauvers. 1re partie : Cinématique. 1 volume in-8°, avec 12 planches. . . . . 5 fr.

Physique.

Physique, par Gariel, ingénieur en chef des ponts et chaussées, professeur de physique à la Faculté de médecine et à l'Ecole nationale des ponts et chaussées. 2 volumes grand in-8°, avec de nombreuses gravures dans le texte . . . . . 20 fr.

Étude des combustibles.

Contribution à l'étude des combustibles ; détermination industrielle de leur puissance calorifique, par R. Mahler, ingénieur civil des mines. 1 volume in-4° avec figures dans le texte et 2 planches . . . . . 5 fr.

Air comprimé.

Traité élémentaire de l'air comprimé, par Joseph Costa, ingénieur civil, ancien élève de l'Ecole polytechnique. 1 volume grand in-8°, avec 20 figures dans le texte . . . . . 5 fr.

Air comprimé ou raréfié.

N. B. — Les études suivantes ont paru dans le *Portefeuille des machines* et se vendent avec la livraison qui les renferme au prix de 2 fr. la livraison.

Machines à comprimer l'air, installées aux mines de Lens, avec 2 planches. Livraison de juin 1887. . . . . 2 fr.

Machine à air raréfié, système Petit et Boudenoot, avec 1 planche. Livraison de février 1888. 2 fr.

Compresseur d'air, système Burckhardt et Weiss, avec 3 planches. Livraison d'août 1888. 2 fr.

Compagnie parisienne de l'air comprimé, procédés Victor Popp. Principes et théorie, production de l'air comprimé, canalisation, emploi comme force motrice. Livraison de septembre, octobre et novembre 1891 . . . . . 6 fr.

Compresseur d'air vertical à quatre phases de compression et à réservoir intermédiaire de M. Elwell, fils, avec 1 planche. Livraison d'août 1894. . . . . 2 fr.

Chaudières à vapeur.

Traité pratique des chaudières à vapeur employées dans les manufactures, par Denfer, chef de travaux graphiques à l'Ecole centrale des arts et manufactures. 1 volume grand in-4°, accompagné de 81 planches cotées et en couleur. . . . . 50 fr.

Chaudières à vapeur.

N. B. — Les études suivantes ont paru dans le *Portefeuille des machines* et se vendent, avec la livraison qui les renferme, au prix de 2 fr. la livraison.

Chaudière tubulaire demi-fixe à déjecteur et sécheur de Lencauchez, avec une planche. Livraison de janvier 1877 . . . . . 2 fr.

Chaudières à vapeur, système Bède, avec 1 planche. Livraison de mars 1881 . . . . 2 fr.

Chaudière à bouilleurs verticaux, système Grenier-Chevalier, avec 1 planche. Livraison d'octobre 1883. . . . . 2 fr.

Chaudières semi-tubulaires accouplées, système Dulac, avec une planche. Livraison de janvier 1884 . . . . . 2 fr.

Générateurs à vapeur, système Bordone, avec 1 planche. Livraison de mai 1884. . . . 2 fr.

Chaudière d'embarcation, système Cadiat, avec 1 planche. Livraison de septembre 1885. 2 fr.

Chaudière multitubulaire, système Collet, avec 1 planche. Livraison de février 1886 . . 2 fr.

Chaudières du paquebot *la Champagne*, de la Cie Transatlantique, avec 2 planches. Livraison de septembre 1886 . . . . . 2 fr.

Installation d'une batterie de générateurs à vapeur, système Dulac, avec 1 planche. Livraison de décembre 1887 . . . . . 2 fr.

Chaudière inexplosible, système Terme et Deharbe, avec 1 planche. Livraison de mars 1888. 2 fr.

Chaudière multitubulaire inexplosible, système Lagosse et Bouché, avec 1 planche. Livraison de juillet 1888. . . . . 2 fr.

Chaudière multitubulaire, système Oriolle, avec 1 planche. Livraison de septembre 1888. 2 fr.

Générateur inexplosible, système Pressard. Livraison de février 1890 . . . . . 2 fr.

Note sur les chaudières multitubulaires à petits éléments, avec 1 planche. Livraison de janvier 1891 . . . . . 2 fr.

Chaudière à vapeur multitubulaire à tubes curvilignes, à circulation automatique et dilatation libre, système Durenne et Krebs, avec 1 planche. Livraison de mai 1892 . . . . . 2 fr.

Expériences sur les coups de feu des chaudières à vapeur, avec 1 planche. Livraison de mars 1893 . . . . . 2 fr.

Analyse des essais de chaudières effectuées par MM. Bryan Donkin et Kennedy, avec 1 planche. Livraison de juillet 1893 . . . . . 2 fr.

Chaudière à vapeur, système H. Martin. Livraison de janvier 1894 . . . . . 2 fr.

Épreuves des chaudières à vapeur.

Note sur les épreuves des chaudières à vapeur, suivie de la loi du 21 juillet 1856, concernant les contraventions aux règlements sur les appareils et bateaux à vapeur et la loi du 18 juillet 1892 fixant les nouvelles taxes d'épreuves des appareils à vapeur et leur mode de perception, par H. Mathieu, contrôleur des mines. 1 brochure grand in-8°. . . . . 1 fr. 50

Le tirage forcé.

Note sur le tirage forcé et son application aux chaudières marines, par Maurice Demoulin, ingénieur. 1 brochure in-8° . . . . . 1 fr.

Manuel du chauffeur-mécanicien.

Manuel du chauffeur-mécanicien et du propriétaire d'appareils à vapeur, par Henri Mathieu, garde-mines, inspecteur des appareils à vapeur de la Seine, professeur au syndicat général des chauffeurs-mécaniciens. 1 volume grand in-8°, avec 409 figures dans le texte . . . . . 16 fr.

Traité de la machine à vapeur.

Traité de la machine à vapeur. Description des principaux types et théorie ; étude, construction, conduite et applications, par Robert H. Thurston, directeur du « Sibley College » Cornell University, ancien président de « l'American Society of Mechanical Engineers », traduit de l'anglais et annoté par Maurice Demoulin. 2 volumes grand in-8° avec de nombreuses figures dans le texte. Relié . . . . . 60 fr.

Essais de machines et chaudières à vapeur.

Manuel pratique des essais de machines et chaudières à vapeur, par Robert H. Thurston, directeur du « Sibley College » Cornell University, ancien président de « l'American Society of Mechanical Engineers », ancien ingénieur de la marine aux Etats-Unis, traduit de l'anglais par Auguste Roussel, ancien élève de l'Ecole polytechnique et de l'Ecole nationale supérieure des mines. Un volume grand in-8° avec de nombreuses figures dans le texte. Relié . . . . . 25 fr.

Essai des machines.

Guide pour l'essai des machines. Ouvrage contenant tout ce qui a rapport aux indicateurs, l'analyse des diagrammes, le travail indiqué, les freins de Prony ordinaires et automatiques, les dynamomètres de transmission, les essais de vaporisation, les proportions des générateurs et cheminées, etc., par J. Buchetti, ingénieur E. C. Paris, A. M. Aix, ex-constructeur, ex-professeur suppléant à l'École centrale. 2e édition, 1 vol. in-8°, avec 180 figures dont 28 pl., relié. . 15 fr.

Machines à vapeur.

Les machines à vapeur actuelles. Traité complet de la construction de tous les systèmes de machines, le calcul de leurs organes au point de vue de la puissance à développer, de la régularité du fonctionnement et de leur résistance propre, par J. Buchetti, ingénieur E. C. Paris, A. M. Aix, ex-constructeur, ex-professeur suppléant à l'École centrale. 1 vol. in-4° avec 170 figures et 13 petites planches et l'atlas in-folio de 62 planches . . . . . 60 fr.

Supplément a l'ouvrage ci-dessus : Machines simples, compound, à triple expansion, à vitesse normale, à grande vitesse. 1 volume in-4° et 1 atlas in-folio de 20 planches . . . . . 30 fr.

Machines à vapeur.

Les machines à vapeur à l'Exposition universelle de Paris en 1889, par J. Buchetti, ingénieur E. C. Paris, A. M. Aix, ex-constructeur, ex-professeur suppléant à l'Ecole centrale. 1 volume in-4° avec 53 figures dans le texte et 1 atlas in-folio de 40 planches . . . . . 50 fr.

Machines à vapeur.

Traité théorique et pratique des machines à vapeur au point de vue de la distribution. — Méthode générale des gabarits, permettant d'établir des épures approchées ou exactes de tous les types de machines. — Etude méthodique des principales distributions au double point de vue de leur fonctionnement et de leur construction, par Coste et Maniquet. 2e édition. 1 volume grand in-8° contenant 53 figures intercalées dans le texte et 1 atlas grand in-4° de 46 planches de dessins exactement réduits à l'échelle et cotés . . . . . 25 fr.

Machines à vapeur.

Etude sur les machines à vapeur. Moteurs à vapeur pour les petites industries et moteurs à vapeur de grandes dimensions, à l'exposition des arts et métiers de Vienne (Autriche), 1888, par A. Gouvy fils, ingénieur des arts et manufactures. 1 brochure grand in-8°, avec 3 grandes planches et 16 figures dans le texte . . . . . 4 fr.

Machines à vapeur.

Les machines à vapeur à triple et quadruple expansion et les progrès récents des appareils de navigation, par Maurice Demoulin, ingénieur des arts et manufactures. 1 volume grand in-8°, avec 5 planches. . . . . 5 fr.

Machines à vapeur.

N. B. — Les études suivantes ont paru dans le *Portefeuille des machines* et se vendent avec la livraison qui les renferme, au prix de 2 fr. la livraison.

Machine à vapeur demi-fixe de la force de 12 chevaux, avec 1 pl. Livraison de juin 1876 . 2 fr.

Machine motrice à pilon, de 6 chevaux, avec parallélogramme, du yacht à vapeur *le Furet*, avec 2 planches. Livraison de septembre 1876 . . . . . 2 fr.

Machine à vapeur horizontale de la force de 20 chevaux, à détente variable et à condensation. avec 1 planche. Livraison de mai 1877 . . . . . 2 fr.

Machine à vapeur compound de 100 chevaux des bateaux Hirondelles Parisiennes, avec 1 planche. Livraison d'août 1877 . . . . . 2 fr.

Machine locomobile de la force de 20 chevaux, type adopté par la marine de l'Etat, avec 1 planche. Livraison d'août 1877 . . . . . 2 fr.

Machine à vapeur horizontale, système Corliss, de la force de 50 chevaux, avec 2 planches. Livraison de novembre 1877. . . . . 2 fr.

Machine à vapeur compound de 120 chevaux à cylindres verticaux, à balancier, et détente variable Correy, avec 1 planche. Livraison de février 1878 . . . . . 2 fr.

Machine à vapeur horizontale de 60 chevaux, système Corliss, à détente variable au régulateur, avec 1 planche. Livraison d'août 1878 . . . . . 2 fr.

Machine à vapeur horizontale de 15 chevaux, système Sulzer, avec distribution à soupapes et déclic avec 1 planche. Livraison de février 1879 . . . . . 2 fr.
Machine à vapeur de 150 chevaux, type Corliss, construite par le Creusot, avec 2 planches. Livraisons de juin et de juillet 1885 . . . . . 4 fr.
Moteur domestique à vapeur de 1 cheval, système Davey. Livraison de juillet 1885 . . 2 fr.
Moteur à vapeur de 2 chevaux, système Friedrich, avec 1 planche. Livraison de juin 1886. 2 fr.
Moteur à vapeur de 4 chevaux, système Salomon et Tenting, avec 1 pl. Liv. de juillet 1886. 2 fr.
Machine à vapeur horizontale compound de 40 chevaux, avec 1 pl. Liv. d'octobre 1886. 2 fr.
Machine à vapeur à triple expansion pour canot à grande vitesse, avec 2 pl. Liv. de déc. 1886. 2 fr.
Machine à vapeur Woolf à 2 cylindres à simple effet, avec 1 pl. Liv. de février 1888 . 2 fr.
Machine à vapeur compound de 400 chevaux, système Wheelock, avec 2 planches. Livraison d'avril 1889. . . . . 2 fr.
Machine à vapeur de 80 chevaux montée sur truck, système Bourdon; avec 1 pl. — Machine à vapeur à triple expansion de 150 chevaux de Boulet et Cie, avec 1 pl. Liv. de déc. 1890. . 2 fr.
Machine à vapeur compound, système Bonjour, avec 2 planches. Livraison de juin 1891. 2 fr.
Machine à vapeur à condensation de 140 chevaux, système Bonnefond, avec 1 planche Livraison de mars 1892. . . . . 2 fr.
Recherches expérimentales sur le régime économique des machines marines ; résultats d'essais officiels effectués sur le steamer *Jona*, avec 1 planche. Livraison de janvier 1892 . . . . 2 fr.
Machine à vapeur, système Blondel, avec alternateur-volant, système Patin, pour usines productrices d'énergie électrique, avec 2 planches. Livraison d'août 1893 . . . . . 2 fr.
Note sur le tracé pratique des diagrammes prévus dans les machines à vapeur à expansions fractionnées, avec 1 planche. Livraison d'avril 1894 . . . . . 2 fr.

Machines à vapeur à grande vitesse.

N. B. Les études suivantes ont paru dans le *Portefeuille des machines* et se vendent avec la livraison qui les renferme, au prix de 2 fr. la livraison
Machine à vapeur à grande vitesse, système Raffard, avec 1 pl Livraison d'avril 1887. . 2 fr.
Machine à vapeur à grande vitesse, système Armington et Sims, avec 1 planche. Livraison de septembre 1888 . . . . . 2 fr.
Turbine à vapeur compound ou turbo-moteur Parsons. Livraison d'avril 1889. . . . 2 fr.
Machine à vapeur à grande vitesse, système Hoffmann, avec 1 planche. Livraison d'avril 1890. 2 fr.
Turbine à vapeur, système de Laval. Livraison de juillet 1894 . . . . . 2 fr.

Indicateur des machines.

L'indicateur du travail et du fonctionnement des machines à piston à vapeur, à eau, à gaz, etc. et son diagramme, par Von Pichler, traduit par R. Seguela, ancien élève de l'Ecole polytechnique, inspecteur au chemin de fer du Nord. 1 volume in-8°, avec 46 figures dans le texte. . . 5 fr.

Enveloppes de vapeur.

Recherches expérimentales sur l'emploi des enveloppes de vapeur et du fonctionnement compound dans les locomotives effectuées sur les chemins de fer sud-ouest russes, par A. Borodine, ingénieur en chef du matériel et de la traction. 1 volume grand in-8°, avec 3 grandes planches. 6 fr.

Transport de la vapeur.

Le transport de la vapeur à grandes distances et sa canalisation. Renseignements théoriques et pratiques, condensation dans les tuyaux, enveloppes calorifuges, établissement des conduites, prix de revient des tuyaux, par Chrétien. 1 brochure grand in-8°, avec figures dans le texte. 2 fr.

Locomotives.

Note sur la construction des locomotives en Angleterre, par Maurice Demoulin, ingénieur des arts et manufactures. 1 brochure grand in-8°, avec 2 grandes planches . . . . . 3 fr.

Locomotives.

La machine-locomotive. Manuel pratique donnant la description des organes et du fonctionnement de la locomotive, à l'usage des mécaniciens et des chauffeurs, par Sauvage, ingénieur en chef-adjoint du Matériel et de la Traction de la Cie de l'Est. 1 volume in-8°, avec 284 figures dans le texte. Relié. . . . . 5 fr.

Locomotives.

Les locomotives à l'Exposition universelle de 1878, par A. Mallet. — Locomotives françaises et étrangères. — Machines express. — Machines à voyageurs. — Machines à marchandises. — Machines pour services spéciaux. — Locomotives pour voie étroite. 1 volume in-8°, avec 2 grandes planches et 1 tableau. . . . . 5 fr.

Locomotives.

Etude sur l'utilisation de la vapeur dans les locomotives et l'application à ces machines du fonctionnement compound, par A. Mallet. 1 volume in-8°, avec tables et planches . . . . . 7 fr.

Locomotives.

Développement de l'application du système compound aux machines locomotives, par A. Mallet. 1 volume in-8°, avec 3 planches. . . . . 5 fr.

Locomotives.

Locomotives à adhérence totale pour courbes de petit rayon, par A. Mallet. 1 brochure grand in-8°, avec 3 planches. . . . . 4 fr. 50

Locomotives.

N. B. — Les études suivantes ont paru dans le *Portefeuille des machines* et se vendent, avec la livraison qui les renferme, au prix de 2 fr. la livraison :

Locomotive compound à 4 roues couplées, système Mallet, avec 1 planche. Livraison de janvier 1878 . . . . . 2 fr.

Locomotive pour voie étroite de 0,75 du chemin de fer d'Ocholt à Westerstede (Oldenbourg), avec 1 planche. Livraison de mai 1878 . . . . . 2 fr.

Locomotive à tiroirs cylindriques et à soupapes de rentrée d'air du réseau de l'Etat, avec 1 planche. Livraison de juillet 1881. . . . . 2 fr.

Locomotive compound, système Webb, de la Cie des chemins de fer de l'Ouest, avec 2 planches. Livraison de décembre 1884 . . . . . 2 fr.

Locomotive à voyageurs des chemins de fer de l'Etat belge, avec 2 planches. Livraison de décembre 1885 . . . . . 2 fr.

Locomotive à marchandises du Pensylvania Railroad, avec 1 planche. Livraison de juillet 1887. 2 fr.

Locomotive à 4 roues couplées du South-Eastern Railway, avec 2 planches. Livraison d'octobre 1889. . . . . 2 fr.

Etude comparative sur les principaux types de bogies appliqués aux locomotives, avec 2 planches. Livraisons de février et de mars 1890. . . . . 4 fr.

Locomotive compound à 6 roues couplées du Great-Eastern Railway et locomotive compound à roues indépendantes du North-Eastern Railway, avec 2 planches. Livraison de juin 1890. 2 fr.

Locomotive à 4 roues couplées et à bogies du chemin de fer de l'Ouest, avec 1 planche. Livraison d'avril 1891. . . . . 2 fr.

Note sur les locomotives employées en Angleterre pour le remorquage des trains de banlieue, avec 2 planches. Livraison de janvier 1893. . . . . 2 fr.

Locomotive-remorqueur pour tramways, système Brown, avec 1 planche. Livraison de novembre 1878. . . . . 2 fr.

Locomotive à eau chaude, système Francq, avec 1 planche. Livraison de janvier 1883. . 2 fr.

Locomotive de tramway, système Roy, avec 1 planche. Livraison de novembre 1884. . 2 fr.

Locomotive à air comprimé, système Mekarski, pour le Métropolitain de Paris, avec 1 planche. Livraison de juillet 1886. . . . . 2 fr.

Traction à vapeur sans feu, système Francq et Lamm, pour le Métropolitain de Paris, avec une planche. Livraison d'août 1886. . . . . 2 fr.

Locomotives à voyageurs des chemins de fer de l'Etat, avec 1 planche. Livraisons de mars, avril et mai 1893 . . . . . 6 fr.

Chauffage des locomotives au moyen des résidus de pétrole, avec 1 planche. Livraison de février 1885 . . . . . 2 fr.

Locomotive-tender compound, système Mallet, de la Compagnie des Chemins de fer du sud de la France, avec 1 planche. Livraison de juin 1893 . . . . . 2 fr.

Locomotive compound à 4 cylindres et à grande vitesse de la Compagnie Paris-Lyon-Méditerranée, avec 1 planche. Livraison d'octobre 1893. . . . . 2 fr.

Moyens d'empêcher la rupture des longerons et les avaries des chaudières de locomotives, et construction de foyers en acier doux. Livraison de mai 1894. . . . . 2 fr.

Locomotive express du New-York central and Hudson railroad. — Locomotive tender à dix roues accouplées, pour le tunnel de Saint-Clair. Livraison d'août 1894 . . . . . 2 fr.

Locomotive des tramways de la Drôme (voie de 1 mètre), avec 1 planche. Livraison de mai 1894. 2 fr.

Distribution de vapeur.

Etude géométrique des principales distributions en usage dans les machines à vapeur fixes, par Cornut, ingénieur en chef de l'Association des propriétaires de machines à vapeur du nord de la France. 1 volume in-8° de texte et 1 atlas in-4° de 31 planches . . . . . 15 fr.

Distribution de vapeur.

N. B. — Les études suivantes ont paru dans le *Portefeuille des machines* et se vendent, avec la livraison qui les renferme, au prix de 2 fr. la livraison :

Moyen de tenir rigoureusement compte de l'obliquité des bielles dans les épures de distribution, avec 1 planche. Livraison de mars 1890 . . . . . 2 fr.

Note sur la distribution à changement de marche, de M. N. Fouquemberg, avec 2 planches. Livraison de novembre 1891. . . . . 2 fr.

Distribution à tiroirs cylindriques indépendants pour l'admission et l'échappement appliqué aux locomotives, par Lencauchez et Durant, avec 1 planche. Livraison de janvier 1892. . . . 2 fr.

Note sur l'emploi des distributions à 4 obturateurs dans la marine. Livr. de juin 1893. . 2 fr.

Distribution « Buckeye », avec 1 planche. Livraison de juin 1894. . . . . 2 fr.

Régulateurs.

Théorie et description des régulateurs marins isochrones, à bras et à bielles croisés à deux centres d'oscillation, de MM. Farcot et ses fils, par Huin. 1 brochure in-8°, accompagnée de figures dans le texte et de 4 grandes planches gravées . . . . . 3 fr.

Servo-Moteur.

Le servo-moteur ou moteur asservi, par Farcot. Ses principes constitutifs, variantes diverses, application à la manœuvre des gouvernails. 1 volume in-8°, avec 37 planches. . . . . 4 fr.

Moteurs à gaz.

Traité théorique et pratique des moteurs à gaz ; gaz de houille, gaz pauvres, air carburé (pétroles) et de leurs applications diverses à l'industrie, la locomotion et la navigation, contenant des détails sur l'installation et l'entretien des moteurs à gaz et suivi d'un tableau résumé de l'industrie du pétrole, par Gustave Chauveau, ingénieur civil, lauréat de la Société technique de l'industrie du gaz en France. 1 volume grand in-8°, avec de nombreuses gravures dans le texte. 15 fr.

Moteurs à gaz et à pétrole.

N. B. — Les études suivantes ont paru dans le *Portefeuille des machines* et se vendent, avec la livraison qui les renferme, au prix de 2 fr. la livraison :

Moteur à gaz à air dilaté, système Langen et Otto, avec 2 planches. Livr. d'avril et de mai 1876. 2 fr.

Moteur à gaz, système de Bischop, avec 1 planche. Livraison de mars 1879. . . . . 2 fr.

Moteurs à gaz Otto, de 8 chevaux, à 2 cylindres, avec 2 planches. Livr. de février 1884. 2 fr

Moteur à gaz de 2 chevaux, système Koerting-Lieckfeld, avec une planche. Livraison de novembre 1886. . . . . 2 fr.

Moteur à gaz « Simplex », système Delamarre-Debouttéville et Malandin, avec 1 planche. Livraison de novembre 1890 . . . . . 2 fr.

Moteur à gaz, système Benz, avec 1 planche. Livraison de janvier 1891 . . . . . 2 fr.

Moteur à gaz, à détente complète variable par le régulateur, système L. Charon, avec 1 planche. Livraison de décembre 1891 . . . . . 2 fr.

Note sur le moteur à gaz système Crossley. Livraison de septembre 1892 . . . . . 2 fr.

Moteur à pétrole, système Diedrichs, avec 1 planche. Livraison d'octobre 1892. . . . . 2 fr.

Moteur de 2 chevaux, à air carburé, système Lenoir, avec 1 planche. Livr. de mars 1888. 2 fr.

Machines thermiques.

N. B. — Les études suivantes ont paru dans le *Portefeuille des machines* et se vendent, avec la livraison qui les renferme, au prix de 2 fr. la livraison.

Machine à air chaud, système Brown, avec 1 planche. Livraison de fevrier 1883. . . 2 fr.

Machine thermique, système Gardie, avec 1 planche. Livraison d'août 1886. . . . . 2 fr.

Moteur à air chaud de 9 chevaux, système Benier, avec 2 planches. Livraison de décembre 1888. 2 fr.

Traité des machines-outils

Traité des machines-outils par Gustave Richard, membre du Conseil de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale et du Comité de la Société des ingénieurs civils. 2 volumes grand in-4° avec de nombreuses figures dans le texte. Relié . . . . . 150 fr.

Le tome premier contenant : *tours, alésoirs, raboteuses, mortaiseuses, étaux limeurs, raineuses et perceuses*, avec 3022 figures, vient de paraître. Le tome II est à l'impression et paraîtra fin 1895.

Machines-outils.

N. B. — Les études suivantes ont paru dans le *Portefeuille des machines* et se vendent avec la livraison qui les renferme, aux prix de 2 fr. la livraison.

Machine à raboter et à percer les traverses de chemins de fer de Frey fils et Ch. Donnay, avec 1 planche. Livraison de mai 1876. . . . . 2 fr.

Grande machine à raboter à plateau mobile de 6 mètres de course et 2 mètres de largeur de Bouhey, avec 1 planche. Livraison de mai 1876 . . . . . 2 fr.

Cisaille à vapeur double des forges de Styrum. Livraison de juin 1876 . . . . . 2 fr.

Grande cisaille à double bielle pour la tôle d'acier, de fer ou de cuivre, de Ferron, avec 1 planche. Livraison d'octobre 1876 . . . . . 2 fr.

Grand tour en l'air avec plateau de 3 mètres de diamètre, avec 1 planche. Livraison de juillet 1877 . . . . . 2 fr.

Grande machine radiale à percer et fraiser de 2^{m},50 de rayon maximum, pour flasque de chaudières, etc., avec 1 planche. Livraison de mai 1878 . . . . . 2 fr.

Machine à mortaiser avec porte-outil s'inclinant à volonté, avec 1 planche. Machine à mortaiser à colonne et à retour rapide, avec 1 planche. Livraison de juillet 1878. . . . . 2 fr.

Machine à planer les tôles, avec 1 planche. — Machine à cintrer et raboter les champs des douelles des tonneaux, avec 1 planche. Livraison de mars 1880. . . . . 2 fr.

Cisaille à couper les tôles de longueurs et largeurs illimitées, avec 1 planche. Livraison de janvier 1881 . . . . . 2 fr.

Cisaille à queue à vapeur à action directe, avec 1 planche. Livraison de février 1881 . 2 fr.

Machine à raboter le bois, avec 1 planche. Livraison d'août 1882 . . . . . 2 fr.

Machine à fraiser universelle, avec 1 planche. Livraison de janvier 1884. . . . . 2 fr.

Machine à percer et à mortaiser le bois, avec 1 planche. Livraison de janvier 1884. . 2 fr.

Machine à fraiser universelle de Brown et Sharpe. Livraison de mars 1884. . . . . 2 fr.

Machine à percer de Frey, avec 1 planche. Livraison d'avril 1886. . . . . 2 fr.

Alésoir automatique, système Frager, avec 1 planche. Livraison de septembre 1886 . . 2 fr.

Machine à emboutir les métaux minces, avec 1 planche. Livraison d'avril 1888 . . . 2 fr.

Machines-outils électro-magnétiques, avec 1 planche. Livraison de juillet 1888 . . . 2 fr.

Machine à sertir les boîtes sans soudure, avec 1 planche. Livraison de juillet 1889 . . 2 fr.

Machine à raboter de James Yate Johnson, avec 1 planche. Livraison d'avril 1890. . . 2 fr.
L'outillage du vélocipède. Machines Hillman, Herbert et Cooper pour la fabrication des roues et des billes de vélocipèdes, avec 2 planches. Livraison de juillet 1892. . . . . 2 fr.
Machines à percer les trous polygonaux. Livraisons de janvier et février 1893. . . . 4 fr.
Tour à rectifier de Bouhey fils, avec 1 planche. Livraison de mai 1893. . . . . 2 fr.
Machine à aléser simultanément dans le sens longitudinal et dans le sens transversal les cylindres et bâtis de machines à vapeur, avec 1 planche. Livraison d'août 1893 . . . . . 2 fr.
Foreuse pour canons, avec 1 planche. Livraison de novembre 1893 . . . . . 2 fr.
Presse hydraulique, système Huber, pour recouvrir de plomb les câbles électriques, avec 2 planches. Livraison d'avril 1894 . . . . . 2 fr.
Machine à tailler automatiquement les objets en verre, cristal, etc., système Gauchot, avec 1 planche. Livraison d'octobre 1894. . . . . 2 fr.
Machine à river, à course variable, par transmission liquide, à pression croissante, système Husson, avec 1 planche. Livraison d'octobre 1894. . . . . 2 fr.

Engrenages.

Etude théorique et pratique sur les engrenages, par Albert Hugon, ingénieur. 1 volume in-8, avec 74 figures dans le texte et deux planches . . . . . 5 fr.

Graissage.

Etude sur le graissage des cylindres et tiroire des machines à vapeur et sur les matières lubrifiantes, par R. Seguela. 1 volume grand in-8°, avec 6 planches . . . . . 6 fr.

Hydraulique.

Mécanique appliquée : Hydraulique, par A. Flamant, ingénieur en chef des ponts et chaussées, professeur à l'École centrale des arts et manufactures et à l'École nationale des ponts et chaussées. 1 volume grand in-8° avec 130 figures dans le texte. . . . . 25 fr.

Moteurs hydrauliques.

Les moteurs hydrauliques actuels. (Roues et Turbines.) Traité théorique et pratique, par J. Buchetti, ingénieur E. C. Paris, A. M. Aix, ex-constructeur, ex-professeur suppléant à l'École centrale.
1re *Partie* : Calculs et conditions d'établissement. 1 vol. in-4° avec 115 figures dans le texte. 20 fr.
2e *Partie* : Construction. 1 vol. in-4° avec 55 figures dans le texte et 1 atlas in-folio de 40 planches . . . . . 50 fr.
Les deux parties prises ensemble. . . . . 60 fr.

Elévation des eaux.

Traité de l'élévation des eaux. Calculs et renseignements pratiques. Pompes à main. — Emploi des moteurs à vent et à eau. — Pompes centrifuges. — Emploi des moteurs à vapeur, à gaz, électriques. — Pompes d'alimentation. — Appareils hydrauliques. — Ascenseurs. — Emploi de l'air et des gaz comprimés. — Pulzomètres. — Injecteurs. — Ejecteurs. — Béliers hydrauliques, par P. Berthot, ingénieur des arts et manufactures. 1 volume grand in-8° avec 350 figures dans le texte. Relié . . . . . 18 fr.

Pompes.

Les pompes centrifuges et rotatives. Théorie pratique, construction, installation, par J. Buchetti, ingénieur, E. C. Paris, A. M. Aix, ex-constructeur, ex-professeur suppléant à l'École centrale. 1 volume grand in-8° avec 35 figures dans le texte et 10 grandes planches. . . . . 10 fr.

Bar-le-Duc. — Imprimerie Comte-Jacquet.

89089672125

B89089672125A

THB/.D39/T Demoulin
Traite pratique de la
construction des machines
a vapeur fixes et marines

89089672125
b89089672125a